



Umbau einer μ -Turbine zu einer extern befeueren Maschine mit Ankopplung an eine Stationäre-Wirbelschichtfeuerung

Dissertation

zur

Erlangung des akademischen Grades

Doktor-Ingenieur (Dr.-Ing.)

der Fakultät für Maschinenbau und Schiffstechnik

der Universität Rostock

Vorgelegt von

Matthias Betsch, M.Sc.

geb.: 08.04.1976 in Aachen, wohnhaft in Herzogenrath

Rostock, 2009

Als Dissertation genehmigt von der Fakultät für Maschinenbau und Schiffstechnik der
Universität Rostock:

Tag der Einreichung: 06.02.2009

Tag der Verteidigung: 18.08.2009

Gutachter:

Prof. Dr.-Ing. habil. Dieter Steinbrecht, Universität Rostock

Prof. Dr.-Ing. habil. Jürgen Karl, Technische Universität Graz (Österreich)

Prof. Dr.-Ing. Klaus Dielmann, FH- Aachen

Vorwort

Herrn Professor Dr.-Ing. habil. D. Steinbrecht danke ich für die Betreuung und die Möglichkeit der Promotion.

Ich danke Herrn Professor Dr.-Ing. K. Dielmann für die Arbeitsmöglichkeit, seinen Rat und seine Unterstützung.

Ebenfalls möchte ich mich bei allen Personen bedanken, die mich bei dieser Arbeit unterstützt haben, besonders möchte ich hier Herrn Dipl.-Ing. M. Mehlkopf und Dipl.-Ing. E. Backhaus hervorheben.

Nicht zuletzt danke ich meinen Eltern, deren Anleitung und Unterstützung mich auf meinem Lebensweg stets begleitet haben. Zuletzt danke ich meiner Freundin Nicole Hecker für ihr Verständnis und ihre Hilfe.

INHALTSVERZEICHNIS

1	EINLEITUNG.....	1
1.1	Motivation	3
2	STAND DER TECHNIK	4
2.1	Die Capstone μ -Turbine.....	5
2.1.1	Aufbau	5
2.1.2	Kenndaten	10
2.2	Extern befeuerte μ -Turbine	14
2.3	Beispiel einer extern befeuerten μ -Turbine	15
2.3.1	Abgrenzung zu den Talbottversuchen	18
2.4	Die Wirbelschicht-Feuerung	19
2.5	Kriterien für die Integration der extern befeuerten μ -Turbine	22
3	THEORETISCHE ANALYSE	24
3.1	Der thermodynamische offene Kreisprozess der Gasturbine.....	24
3.2	Simulation des Kreisprozesses	29
3.2.1	Simulationsoberfläche.....	29
3.3	Ergebnisse der Simulation.....	31
3.3.1	Fazit der Simulation:	35
3.4	Berechnung der Eigenschaften des Radialverdichters und der Radialturbine... 36	
3.4.1	Der Radialverdichter	37
3.4.2	Beschreibung der Radialturbine.....	47
3.4.3	Zusammenfassung der Berechnungsergebnisse	50
3.5	Zusammenfassung der theoretischen Betrachtung und der IST-Situation der μ -Turbine C30.....	52
4	EXPERIMENTELLE UNTERSUCHUNG	53

4.1	Umbau der Capstone C30 μ-Turbine.....	53
4.1.1	Konstruktion	54
4.2	Versuchsaufbau	60
4.2.1	Experimentelle Untersuchung des Umbaus.....	63
4.3	Überarbeitung des Umbaus	66
4.3.1	Experimentelle Untersuchung des überarbeiteten Umbaus	72
4.3.2	Veränderungen zur Abdichtung der internen Leckströme	81
4.3.3	Experimentelle Untersuchung nach Abdichtung der internen Leckströme.....	83
4.3.4	Fazit der experimentellen Untersuchungen	89
4.3.5	Leistungsausbeute in Abhängigkeit der Turbinen-eintrittstemperatur	90
4.3.6	Analyse der internen Wärmeverluste.....	97
4.4	Anpassung der μ-Turbinen Firmware	100
4.4.1	Anpassung der Steuerung der ursprünglichen μ -Turbine.....	106
5	ZUSAMMENFASSUNG	116
6	ANHANG.....	I
6.1	Quellen	I
6.2	Mathematische Beschreibung der physikalischen Zusammenhänge bei der Simulation des Verdichters	VI
6.3	Konstruktive Berechnungen.....	XXII
6.4	Berechnung der interne Wärmeverluste.....	XXIV

FORMELZEICHEN

A	m ²	Fläche
c ₂	m/s	Absolutgeschwindigkeit Radialmaschinenaustritt
c _{pm}	J/kgK	mittlere spezifische Wärmespeicherkapazität
f	-	Reibungsfaktor
g _c	m/s ²	Erdbeschleunigungskonstante
h	J/kg	Enthalpie
L	J/kg	Verluste
m	kg	Masse
N _{bl}	-	Anzahl der Rotorblätter
\dot{m}	kg/s	Massenstrom
P	kW	Leistung
p	Pa/bar	Druck
T	K	Temperatur
U	m/s	tangentiale Geschwindigkeit
u	m/s	Geschwindigkeit
R	J/kgK	Gaskonstante
r	m	Radius
V	m ³	Volumen
u ₂	m/s	Umfangsgeschwindigkeit Radialmaschineaustritt
V	m ³	Volumen
V	m/s	absolute Strömungsgeschwindigkeit
v	m/s	absolute Geschwindigkeit
v ₁	m/s	Relativgeschwindigkeit Radialmaschineneintritt
v ₂	m/s	Relativgeschwindigkeit Radialmaschinenaustritt

z	h	geometrische Höhe
α	-	Strömungswinkel
ϵ_{lim}		Korrekturfaktor
κ	-	Isentropenexponent
η_{th}	-	thermischer Wirkungsgrad
η	-	Wirkungsgrad
μ	kg/ms	dynamische Viskosität

Indizes

1	Verdichtereintritt
2	Verdichteraustritt / Rekuperatoreintritt
3	Rekuperatoraustritt / Eintritt Brennkammer
4	Austritt Brennkammer / Eintritt Turbine
5	Austritt Turbine
0'	Diffusoraustritt
1'	Diffusoreintritt
2'	Übergang zwischen Laufrad und Diffusor
3'	Laufradaustritt
4'	Laufradeintritt
5'	Eintritt in die Verdichterstufe
bl	Blatt
C	Verdichter / Kompressor
cl	Spalt
df	Läufer

el	elektrisch
gen	Generator
hub	Hub
n	Norm
opt	Optimum
i	isentrop
u	tangentiale Komponente
T	Turbine
th	thermisch
tip	Tip
tot	total

Abkürzungsverzeichnis

FEA	Finite-Elemente-Analyse
KWK	Kraft-Wärme-Kopplung
KWKK	Kraft-Wärme-Kälte-Kopplung
RFC	Radial Fuel Compressor
SPS	Speicherprogrammierbare Steuerung
SPV	Smart Proportional Valve
SWSF	Stationäre-Wirbelschichtfeuerung

1 Einleitung

Aufgrund des steigenden Energiebedarfs der modernen Gesellschaft, besonders auch der Industrie, und der hiermit verbundenen katastrophalen Belastung der Ökosphäre, kommt der Erschließung neuer und nachhaltiger Energiequellen eine steigende Bedeutung zu.

Entsprechende Zielvorgaben wurden sowohl von der Bundesregierung als auch von der Europäischen Kommission definiert. So hat sich die Bundesregierung in ihrer Nachhaltigkeitsstrategie dazu verpflichtet bis 2010 mindestens 4,2 % des Primärenergieverbrauchs und 12,5 % des Stromverbrauchs in der Bundesrepublik aus erneuerbaren Energieträgern zu generieren [2] und bewirkt mittels des „Erneuerbaren Energiegesetzes“ (EEG) eine starke Förderung entsprechender Anlagen. Die europäische Kommission hat sich in ihrem Weißbuch „Energie für die Zukunft: Erneuerbare Energieträger“ [3] ebenfalls dazu entschlossen bis 2010 12 % ihres Energieverbrauchs aus regenerativen Ressourcen zu gewinnen.

Die unabdingbare Erweiterung des Brennstoffangebotes erfordert gleichzeitig neue effiziente Technologien, zumal konventionelle Aggregate (Gasturbinen, Ottomotoren u. ä.) in der Regel auf die Nutzung von fossilen Brennstoffen, wie z.B. Öl oder Erdgas beschränkt sind [1]. Somit ist ein großer Bedarf an neuen Technologien im Bereich kleinerer und mittlerer Aggregate mit Auskopplung von nutzbarer Wärme mit Kraft-Wärme-Kopplung (KWK), beziehungsweise Kraft-Wärme-Kälte-Kopplung (KWKK) in dezentralisierter Anwendung gegeben. Hier setzt diese Arbeit an.

Ziel ist eine Mikrogasturbine (μ -Turbine) so zu modifizieren, dass diese mit beliebigem Brennstoff betrieben werden kann. Dazu soll die μ -Turbine mit einer externen Brennkammer ausgestattet werden.

Diese Arbeit leistet somit einen Beitrag zur energetischen Verwertung und Erschließung neuer Brennstoffquellen, was die Reduktion des Einsatzes von Primärenergie (Öl und Erdgas) mit sich bringt.

Der nominelle Leistungsbereich der im Rahmen dieser Arbeit modifizierten Mikrogasturbine (μ -Turbine Capstone C30) mit externer Brennkammer liegt im

Bereich bis zu 30 kW_{el}. Einsatzmöglichkeiten dieser Technologie bieten sich in Bereichen von bisher nur zur reinen Wärmeerzeugung genutzten Energiequellen. Beispiele hierfür sind:

- niederkalorische Gase mit einem Methangehalt kleiner 15 - 25 Vol-%, beispielsweise Deponiegas
- Biomasse und andere feste Brennstoffe, beispielsweise Stroh und Landschaftspflegematerial
- brennbare pumpfähige Stoffe wie Glycerin

In der vorliegenden Arbeit wird eine Stationäre-Wirbelschichtfeuerung (SWSF) als Wärmequelle verwendet. Diese stellt eine ausreichende Feuerungsleistung zur Verfügung. Zudem erlaubt die Wirbelschicht auch den Einsatz von teilweise „problematischen“ Brennstoffen.

Ziel der Arbeit ist die Konstruktion und Inbetriebnahme einer Capstone μ -Turbine C30 mit externer Brennkammer im Rahmen eines Versuchsaufbaus. Im Einzelnen stellt sich das wie folgt dar:

- Theoretische Analyse des Kreisprozesses und der Festlegung von Betriebsparametern der μ -Turbine und des Wärmeübertragers (externe Brennkammer).
- Umbau der μ -Turbine für den Anschluss einer externen Brennkammer sowie die Integration der μ -Turbine in einen Versuchsaufbau mit der externen Brennkammer und einer Wirbelschichtfeuerung.
- Versuchsdurchführung und Erprobung des Versuchsaufbaus.

1.1 Motivation

Neben der Notwendigkeit, die vorhandenen Ressourcen zu schonen, wird in den nächsten Jahrzehnten ein Versorgungsengpass im Kraftwerkspotential entstehen (s. Abbildung 1-1).

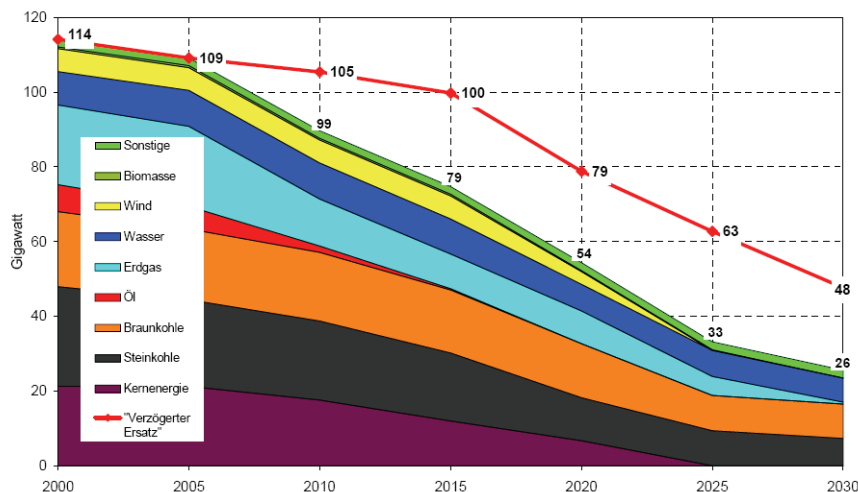


Abbildung 1-1: Kraftwerksstilllegung [4]

Der Verbund von extern befeuerter μ -Turbine und Stationärer-Wirbelschichtfeuerung könnte als dezentrale Energieanlage direkt vor Ort eingesetzt werden an dem der Brennstoff zur Verfügung steht. Gleichzeitig ist durch den Zusammenschluss der beiden bewährten Techniken eine maximale Laufzeit von mehr als 8.000 Betriebsstunden pro Jahr zu erwarten. Die extern befeuerte μ -Turbine ist im Verbund mit der Stationären-Wirbelschichtfeuerung dazu in der Lage, die Ressourcen zu schonen und gleichzeitig einen Teil zur Minimierung des Versorgungsengpasses beizutragen.

Weiterhin könnte aufgrund des Umbaus einer μ -Turbine mittels externer Brennkammer im Prinzip jede beliebige Wärmequelle genutzt werden, soweit diese über einen Hochtemperatur-Wärmeübertrager eine entsprechende Wärmeleistung und ein ausreichendes Temperaturniveau zur Verfügung stellt. Es ist jedoch eine individuelle Anpassung des Brennkammersystems an den Energieträger erforderlich.

2 Stand der Technik

Gasturbinen finden seit vielen Jahrzehnten in der Industrie als Antrieb für Luft-, Land- und Wasserfahrzeuge sowie in der Elektrizitätswirtschaft Verwendung. Ihr größter Vorteil liegt in der hohen spezifischen Arbeitsumsetzung bei relativ geringem Bauvolumen und Gewicht. Aus diesen Gründen konnten sie sich in der Luftfahrt zur vorherrschenden Antriebstechnologie entwickeln.

Die Elektrizitätswirtschaft hingegen setzt Gasturbinen vorwiegend als schnell verfügbare Spitzenlastanlagen ein, die bei hohem Strombedarf kurzfristig zugeschaltet werden können. Vor dem Hintergrund steigender Umwelt- und Klimaschutzauflagen ist die Energiewirtschaft bestrebt, die zur Verfügung stehende Energie so rational und umweltschonend wie möglich einzusetzen. Deshalb kann der Einsatz von μ -Turbinen in dezentralen Anlagen zur Kraft-Wärme-Kopplung (KWK) bzw. die Erweiterung der KWK zur Kraft-Wärme-Kälte-Kopplung (KWKK) ein geeignetes Mittel sein, zumal der Nutzungsgrad des Brennstoffes innerhalb einer solchen Konfiguration größer als 80 % ist. Die bisherigen Erfahrungen mit μ -Turbinen beziehen sich auf den Einsatz in KWK-Anlagen, ausschließlich zur Niedertemperatur-Raumwärmeversorgung bzw. zur KWKK. Hier hat sich das vorhandene energetische und wirtschaftliche Einsparpotenzial dieser Technologie bestätigt [9].

Die kommerzielle Entwicklung von μ -Turbinen hat sich in den letzten Jahren dynamisch entwickelt. Brennstoffe für die μ -Turbine sind üblicherweise Dieseldieselkraftstoff oder Erdgas, die keine oder nur geringe Verschmutzungen an beweglichen Komponenten hervorrufen. Weltweit sind ca. 5.000 Systeme [11] – vorwiegend von der Firma Capstone – ausgeliefert worden. μ -Turbinen sind insbesondere für Anwendungsfelder interessant in denen Trocknungsprozesse oder Kraft-Wärme-Kälte-Kopplung (KWKK) mit einem hohen Temperaturniveau der Abwärme benötigt werden. Die Abgastemperatur liegt bei ca. 280°C.

Wird die μ -Turbine mit Brenngas betrieben, liegt der erforderliche Brenngasvordruck bei ca. 3,8 – 4,6 bar_ü. Dies begründet sich aus dem Brennkammerdruck, der ca.

2,5 bar_ü beträgt. Ein Teil der Druckenergie wird dazu benötigt, die Strömungsverluste auszugleichen. Von den meisten Herstellern werden die Anlagen aus diesem Grund mit Brenngasverdichter angeboten, so dass die Turbine direkt an einem Niederdruckgasnetz betrieben werden kann.

2.1 Die Capstone μ -Turbine

μ -Turbinen-Systeme sind kleine Gasturbinen, welche zur Gruppe der Turbomaschinen gehören. Die Entwicklung der Capstone μ -Turbine begann 1990 in den USA. Sie wurde anfangs nur für militärische Zwecke eingesetzt. Ab 1998 wurden die μ -Turbinen als serienreifes Produkt über 5000mal in der dezentralen Energieversorgung eingesetzt. Sie weisen Leistungen von 30 bis zu 200 kW_{el} auf und sind für stationäre Anwendungen entwickelt worden [1].

2.1.1 Aufbau

Abbildung 2-1 zeigt eine schematische Darstellung einer Capstone μ -Turbine.

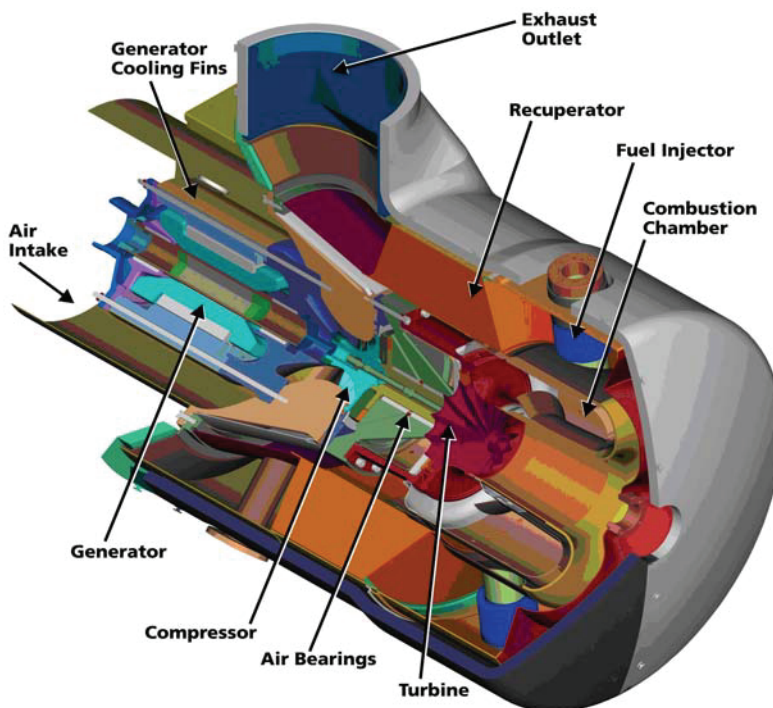


Abbildung 2-1: Schnitt durch eine Capstone μ -Turbine [6]

Die Luft tritt an der Rückseite des Generators (Air Intake) ein und kühlt diesen beim Durchströmen des Generatorgehäuses. Danach wird die Luft im Radialverdichter (Compressor) komprimiert.

Im Rekuperator (Recuperator) findet dann eine Wärmerückgewinnung statt indem die verdichtete Luft durch den Abgasstrom der Turbine aufgeheizt wird. In der Brennkammer (Combustion Chamber) wird die Luft mit Brennstoff gemischt. Bei der anschließenden Verbrennung entstehen hohe Temperaturen. Das Abgas wird in der Turbine entspannt. Bevor die Abgase dann durch den zum Kamin führenden Auslass (Exhaust Outlet) die μ -Turbine verlassen, passieren sie noch die Sekundärseite des Rekuperators. Die Nutzwärme kann in einem nachgeschalteten Wärmeübertrager aus dem Abgas ausgekoppelt werden.

Abbildung 2-2 zeigt den schematischen Aufbau der μ -Turbine mit Abgaswärmeübertrager zur Kraftwärmekopplung (KWK) und den Aufbau der Turbinenwelle aus dem die räumliche Anordnung der einzelnen Komponenten erkennbar ist.

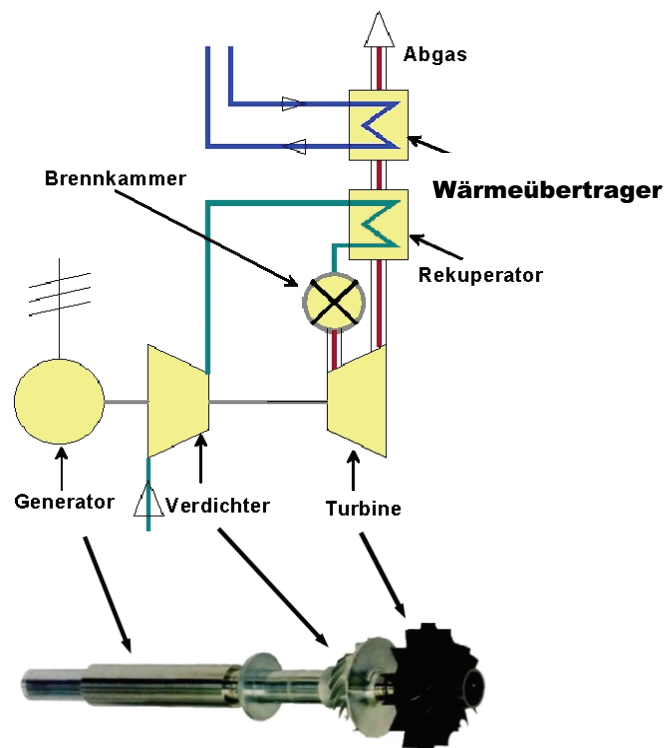


Abbildung 2-2: Aufbau der Turbinenwelle einer Capstone μ -Turbine

Die Capstone μ -Turbinen sind zur Stromerzeugung mit einem schnell laufenden Permanentmagnet-Generator, ohne Zwischenschaltung eines mechanischen Getriebes, konzipiert.

Im Gegensatz zu Industriegasturbinen erfolgt die Leistungsregelung über die Drehzahl. Dies wird durch ein „elektronisches Getriebe“ (Abbildung 2-3) möglich, welches hochfrequenten Wechselstrom (1.600 Hz / 500 V) zunächst gleichrichtet und dann in Wechselstrom mit Netzfrequenz umwandelt (AC/DC/AC-Brücke). Nach einer Filterung und einer eventuellen Anpassung der Spannung durch einen Trafo wird diese ins Stromnetz einspeist.

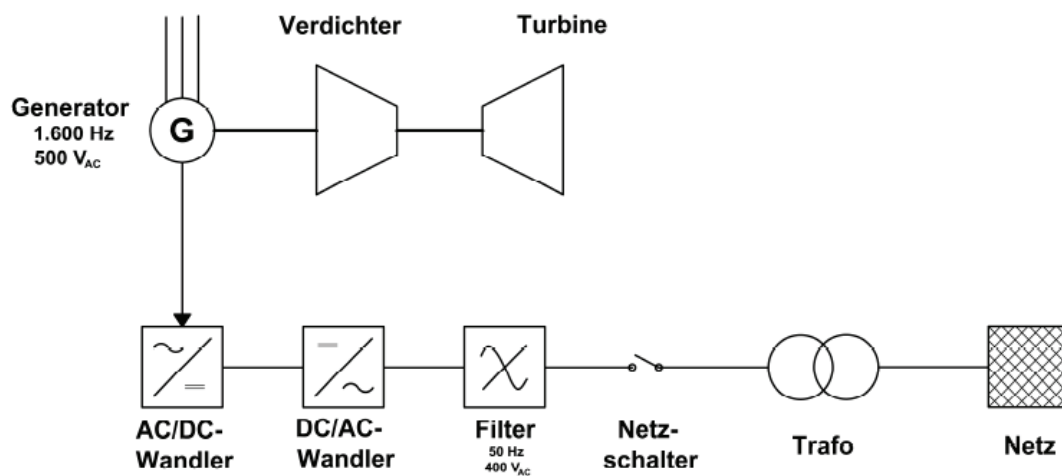


Abbildung 2-3: Aufbau des elektronischen Getriebes

Durch die Drehzahlregelung ergeben sich bei Teillast nur geringe Wirkungsgradverluste.

Die Drehzahl wird dem Volumenstrom angepasst. Dies minimiert die Stoßverluste, da die Turbinenaustrittstemperatur in weiten Lastbereichen nahezu konstant gehalten wird. Durch die Rekuperatortechnik können elektrische Wirkungsgrade von 25 bis 30% erreicht werden, was für μ -Turbinen eine hervorragende Effizienz ist (vergleiche [9]). Der Rekuperator nutzt die Wärmeenergie der Turbinenabgase und heizt damit die Verdichteraustrittsluft auf bevor diese in die Brennkammer gelangt.

Die Vorteile, die dadurch entstehen, lassen sich zu folgenden Punkten zusammenfassen:

- Kompakte radiale Verdichter-Turbineneinheit (meist ohne Getriebe).
- Rekuperator für das Vorwärmen der Verbrennungsluft zur Erhöhung des elektrischen Wirkungsgrades (Gas-Gas Hochleistungs-Wärmeübertrager).
- Einsatz von hochmodernen Luftlagern, um Wartungsarbeiten zu minimieren.
- Geringe Druck- bzw. Verdichtungsverhältnisse.
- Einsatz von „low-cost“ Materialien.
- Hochgeschwindigkeitsgeneratoren mit Permanentmagnet-Technik.
- Lange Betriebsdauer bei niedrigen Wartungskosten.
- Schadstoffarmer Betrieb.
- Günstiges Teillastverhalten.
- Gesamte Abwärme ist in den Abgasen enthalten.

Nachteile ergeben sich bei der μ -Turbinentechnologie jedoch hinsichtlich:

- Hoher spezifischer Investitionskosten.
- Relativ niedriger elektrischer Wirkungsgrad im Vergleich zu Verbrennungsmotoren vergleichbarer Leistungsklassen [7].
- Erfordernis eines relativ hohen Gasdrucks am Brennkammereintritt.
- Qualitativ hochwertige Brennstoffe werden benötigt.

Die hohen Investitionskosten behindern eine Verbreitung der μ -Gasturbine, sodass sie in der Regel nur in Nischen zum Einsatz kommt, in denen ihre spezifischen Vorteile überwiegen zum Beispiel auf Mülldeponien.

Abbildung 2-4 und Abbildung 2-5 zeigen die μ -Turbine im Auslieferungszustand. Im unteren Bereich der Abbildung 2-4 ist die Digital-Power-Control (DPC) zu erkennen. Die DPC ist ein wesentlicher Bestandteil der Peripherie der μ -Turbine. Als Peripherie werden alle Bauteile bezeichnet, die nicht direkt zum Generator, Verdichter, Rekuperator, zur Brennkammer oder zur Turbine gehören.

Der Generator, der Verdichter und die Turbine sind in der Capstone μ -Turbine als ein Bauteil zusammengefasst, dem sogenannten Powerhead. Das zweite große Bauteil ist der sogenannte Core. Dieser beinhaltet den Rekuperator und die Brennkammer.



Abbildung 2-4: Innenansicht einer Capstone Turbine



Abbildung 2-5: Außenansicht einer Capstone Turbine [8]

Die Peripherie wird benötigt, um den Kern der μ -Turbine (Powerhead und Core) zu betreiben. Zur Peripherie gehören:

- Das Brennstoffsystem.
 - Smart Proportional Valve (SPV) [wird eingesetzt bei einer vorhandenen Hochdruckbrenngasversorgung mit einem Vordruck von mindestens 4,2 bar_ü]
 - Radial Fuel Compressor (RFC)
- Digital Power Control (DPC) Wechselrichtereinheit.
- User Connection Board (UCB).
- Eingabe- Display.

2.1.2 Kenndaten

Im folgenden Abschnitt wird die IST-Situation der im Original verwendeten Capstone C30 μ -Turbine dargestellt.

Die Betriebsparameter der μ -Turbine werden von und mit den Performance-Unterlagen der Herstellerfirma [28] abgeglichen.

Bei der Aufnahme der Betriebsdaten wurde die Drehzahl der μ -Turbine von 45.000 bis zu 96.000 min^{-1} variiert. Die Drehzahl von 45.000 min^{-1} ist damit begründet, dass diese die minimale Arbeitsdrehzahl und 96.000 min^{-1} die maximale Drehzahl der Maschine ist.

Elektrische Leistung und Wirkungsgrad

Die Messdaten zur Aufnahme der elektrischen Leistung sowie zur Bestimmung des Wirkungsgrades wurden an einer Original Capstone μ -Turbine wie folgt aufgenommen:

- Die Messdaten der eingespeisten elektrischen Energie werden durch die μ -Turbine selber gemessen.
- Der Brenngasvolumenstrom wird durch eine Erdgasmessstrecke erfasst.

In der Abbildung 2-6 sind die aufgenommene elektrische Wirkungsgrad sowie die eingespeiste elektrische Leistung in Abhängigkeit von der Drehzahl dargestellt.

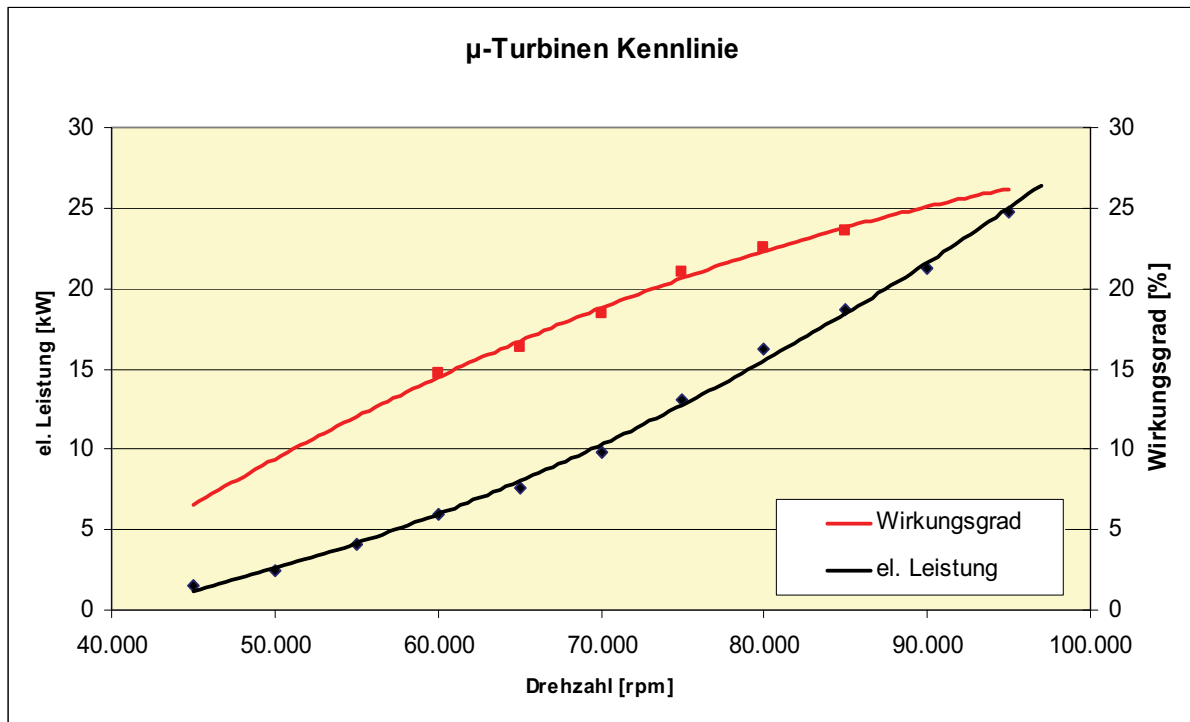


Abbildung 2-6: elektrischer Wirkungsgrad und Leistung in Abhängigkeit zur Drehzahl

Die Abbildung zeigt die gemessenen Werte der Maschine:

- Der Verlauf des Wirkungsgrades in Abhängigkeit zur Drehzahl (rote Kurve) weist eine konkave Charakteristik auf, er steigt mit zunehmender Drehzahl an. Bei der maximalen Drehzahl von 96.000 min^{-1} ist der maximale Wirkungsgrad von ca. 27 % erreicht.
- Die eingespeiste elektrische Leistung (schwarze Kurve) zeigt einen konvexen Verlauf. Auch hier ist der deutliche Anstieg der elektrischen Leistung mit steigender Drehzahl zu erkennen.

Zusammenfassend lässt sich festhalten:

Die beiden Kurven entsprechen dem typischen Verhalten der μ -Turbine und sind vergleichbar mit den Herstellerangaben von Capstone [28].

Weiterhin ist zu erkennen, wie auch erwartet, dass der bestmögliche Arbeitspunkt der μ -Turbine bei maximaler Drehzahl liegt.

Druck und Volumenstrom

Der Druck nach dem Verdichter ist mit zweierlei Methoden erfasst worden:

- Über eine Bohrung im Befestigungsflansch des Powerheads. Dadurch ist es möglich, den Druck direkt hinter dem Verdichter zu messen.
- Des Weiteren ist der Druck durch eine interne Messstelle nach dem SPV registriert.

Der Volumenstrom wurde im Verdichtereinlauf gemessen.

Die Abbildung 2-7 zeigt den Volumenstrom und den Druck des Radialverdichters in Abhängigkeit von der Turbinendrehzahl.

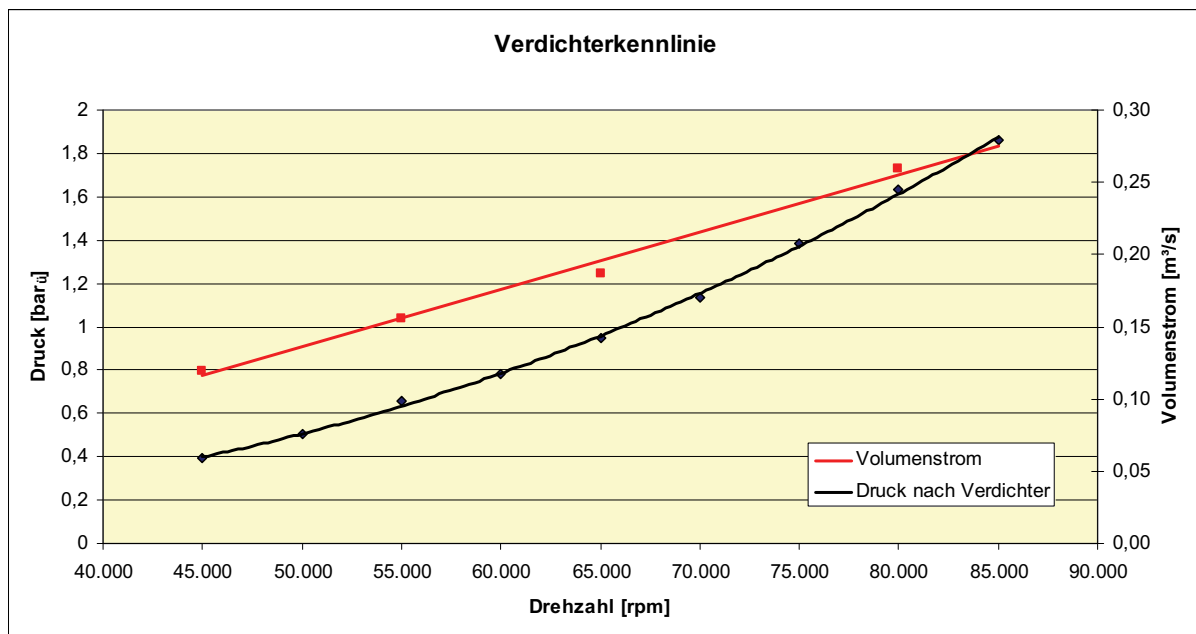


Abbildung 2-7: Druckverlauf und Volumenstrom einer μ -Turbine C30.

Die Abbildung zeigt:

- Deutlich ist zu erkennen, dass der Verlauf des Volumenstromes (rote Linie) in Abhängigkeit von der Turbinendrehzahl einen linearen Charakter hat.
- Im Gegensatz dazu weist der Verlauf des Drucks (schwarze Kurve) nach dem Verdichter einen konvexen Verlauf auf.

Die unterschiedlichen Steigungen des Volumenstroms und des Druckanstieges über die Drehzahl entsprechen der Charakteristik von Gastrubinen [29].

In der Abbildung 2-8 ist der Druckverlauf am Verdichteraustritt über den Volumenstrom aufgetragen, um das Betriebsverhalten der μ -Turbine mit den üblichen Kennlinien und –feldern vergleichen zu können.

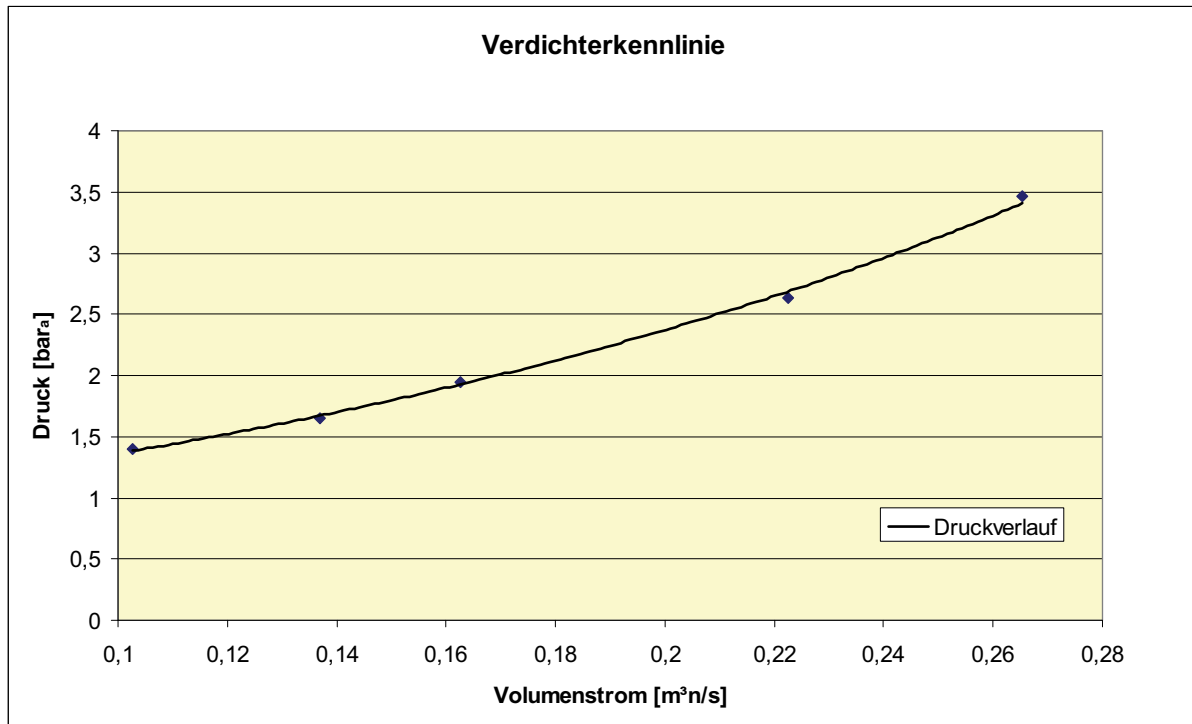


Abbildung 2-8: Druckverlauf und Volumenstrom

Zusammengefasst kann gesagt werden:

Während des Anfahrvorgangs der μ -Turbine ist bei niedrigen Drehzahlen das Verhältnis zwischen Volumenstrom und Verdichterausgangsdruck ungünstig. Dies ist durch die unterschiedlichen Verläufe von Druck und Volumenstrom in Abhängigkeit von der Drehzahl zu erklären.

Jedoch kann dies, beim Anfahren der extern befeuerten μ -Turbine zu Problemen führen, denen bei Bedarf auf geeignete Weise entgegengewirkt werden muss.

2.2 Extern befeuerte μ -Turbine

Das Prinzip der extern befeuerten Gasturbine (Heißluftturbine) wurde bereits 1950 untersucht. Dabei wurde in Verbindung mit einer Kohlestaubfeuerung eine elektrische Leistung von 2 MW bei einer maximalen Temperatur von 700 °C angestrebt [30]. Diese Entwicklung der Heißluftturbinen wurde aufgrund von nicht verfügbaren hochtemperaturbeständigen Materialien und dem Fortschreiten der Dampfturbinentechnologie nicht weiterverfolgt.

In den letzten Jahren wurde dieses Prinzip wieder aufgegriffen, um unkonventionelle Brennstoffe bis hin zur Sonnenenergie energetisch zu nutzen. Dies wurde auch in einer Vielzahl von theoretischen Arbeiten untersucht [31][32][33]. Jedoch wurde bisher nur eine extern befeuerte μ -Gasturbine in Verbindung mit einer Holz beschickten Rostfeuerung realisiert. [25].

Durch eine extern befeuerte μ -Turbine in Verbindung mit der Stationären-Wirbelschichtfeuerung (SWSF) wird die Möglichkeit geschaffen, das Spektrum der einsetzbaren Brennstoffe signifikant zu erweitern. Die Hintergründe wurden bereits in Kapitel 1 beschrieben. Im Gegensatz zu einer konventionellen μ -Turbine ist die herkömmliche Brennkammer durch einen Hochtemperatur-Wärmeübertrager ersetzt (siehe Prozessschaltbild Abbildung 2-9). Die externe Brennkammer bietet den Vorteil, dass keine aggressiven oder auch partikelbelasteten Abgase durch die Turbine strömen, sondern ausschließlich erhitzte Luft. Dabei ist die Wirbelschichtfeuerung ein bewährtes Verfahren zur thermischen Verwertung „schwieriger“ Brennstoffe. Diese wird hier durch die externe Brennkammer mit der μ -Turbine verbunden.

Die in dieser Arbeit verwendete Stationäre-Wirbelschichtfeuerung an der Universität Rostock ist in der Lage ca. 100 kW_{th} auf einem Temperaturniveau von ca. 850 °C auszukoppeln [40]. Da die Capstone μ -Turbine C30 ähnliche technische Verbrennungsparameter aufweist, passen die beiden Systeme zueinander.

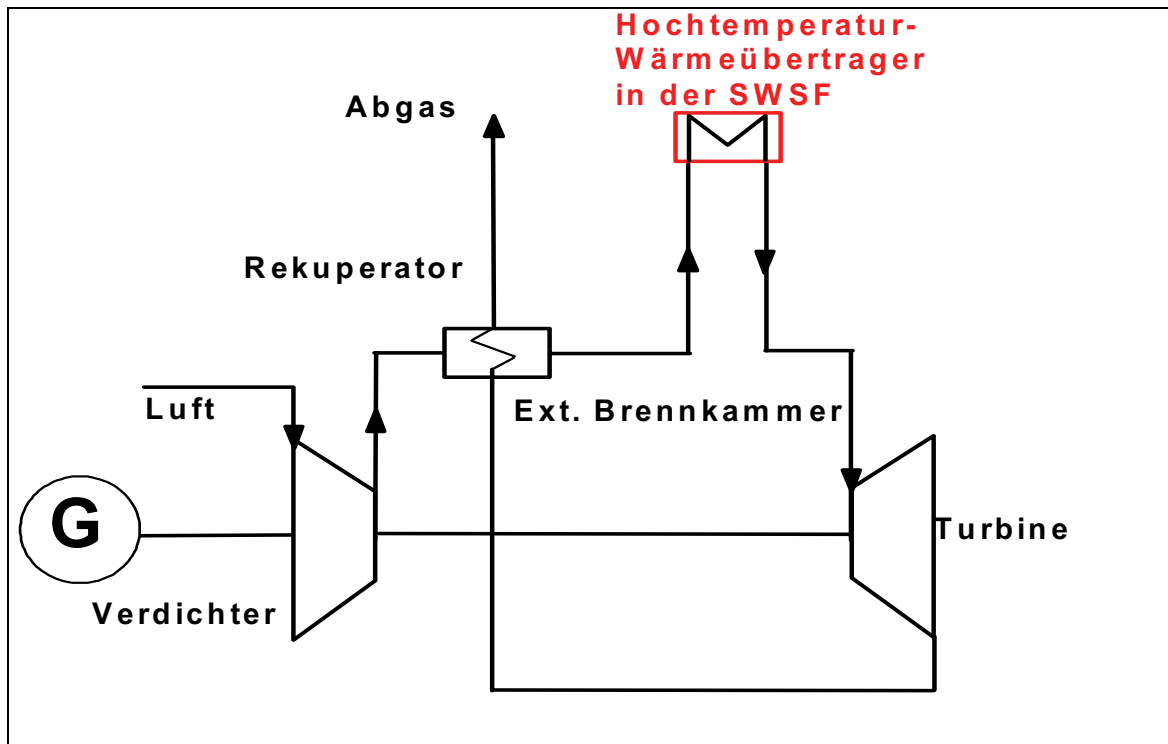


Abbildung 2-9: Prozessschaltbild der μ -Gasturbine mit externer Brennkammer

Bei dem Umbau der Turbine sind die Randbedingungen des Betriebes der beiden Systeme zu beachten und aufeinander abzustimmen.

Dies ist insbesondere bei der Konstruktion der Anschlussverbindungen zwischen Turbine und Wärmeübertrager zu beachten. Es muss dabei ein „Kurzschluss“ der einzelnen Volumenströme vermieden und der Druckverlust minimiert werden. Der Druckverlust des Gesamtsystems von der umgebauten μ -Turbine und dem Hochtemperaturwärmeübertrager beeinflusst die abgegebene Leistung der Turbine unmittelbar [10].

2.3 Beispiel einer extern befeuerten μ -Turbine

Die Talbott's Heating Ltd [25] führte im Jahr 2002 eine umfangreiche Studie zu einer extern befeuerten μ -Turbine (Typ Bowman TG50) durch [21]. Innerhalb dieses Projektes fand zunächst eine theoretische Betrachtung statt, anschließend wurde die Maschine umkonstruiert und gefertigt. Der Inbetriebnahme folgten Tests über mehr als 4.000 Betriebsstunden. Das System wurde mit einer Biomassefeuerung

kombiniert. Die Bowman Turbine ist ein $50 \text{ kW}_{\text{el}}$ Aggregat, welches im beschriebenen Prozess eine Leistung von 26 bis 34 kW elektrischer Leistung bei einem maximalen Wirkungsgrad von 17 % erzeugen kann. Abbildung 2-10 und Abbildung 2-11 zeigen den Versuchsstand und die Turbine.



Abbildung 2-10: Brenn- und Turbinenkammer mit angeschlossener Turbine [21]

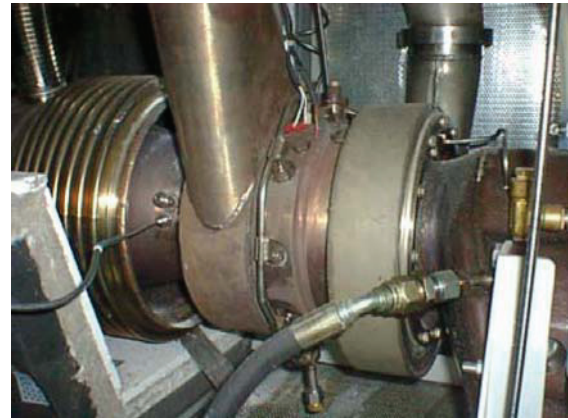


Abbildung 2-11: Bowman TG50 μ -Turbine [21]

Capstone bietet zurzeit als einziger μ -Turbinenhersteller ein technologisch ausgereiftes Produkt auf dem Markt an. Allerdings bestand von Capstone's Seite keinerlei Interesse an der Entwicklung einer extern befeuerten μ -Turbine in Zusammenarbeit mit Talbott. Ohne technische Hilfestellung der Hersteller sind entsprechende Modifikationen an Turbinen jedoch nur sehr schwer durchführbar.

Die Brennkammer für die vorstehend genannte Turbine wurde von Talbott zur Verfügung gestellt und entspricht einem regulären Produkt dieser Firma, wie es normalerweise zur Verfeuerung von Biomasse zwecks Prozesswärmeerzeugung eingesetzt wird.

Der Wärmeübertrager wurde eigens für dieses Projekt entwickelt. Seine thermische Leistung beträgt $150 \text{ kW}_{\text{th}}$, womit die Abluft, welche der Frischluft der Turbine entspricht, auf ca. 800°C bei $3,5 \text{ bar}_\text{ü}$ aufgeheizt werden sollte. Bei der Entwicklung dieses Rippenrohr-Wärmeübertragers musste ein Kompromiss zwischen der Größe und der notwendigen Effizienz gefunden werden. Ein Wärmeübertrager mit großen Abständen zwischen den einzelnen Rippen bietet eine bessere Verteilung und einen

besseren Abtransport der während der Verbrennung entstehenden Aschepartikel. Auf der anderen Seite verschlechtert sich der Wärmetransport vom heißen Rauchgas zur Frischluft durch zu große Abstände zwischen den Rippen. Dadurch sinkt die Effizienz des Wärmeübertragers. Dieser Kompromiss ist mit diesem Vorhaben wohl gelungen, denn selbst nach 4000 Betriebsstunden zeigten sich nur geringe Ablagerungen (5 bis 20 μm) [21]. Talbott schätzt die Lebenserwartung dieses Wärmeübertragers auf 100.000 Betriebsstunden.

Während der Experimente konnte der Generator jedoch nicht an das Stromnetz gekoppelt werden, da auf Grund der schwankenden Feuerungswärmeleistung keine dauerhafte Synchronisation mit dem Netz möglich war. In Tabelle 1 sind durchschnittliche Parameter des Versuchsaufbaus dargestellt. Diese Parameter stellen Vergleichswerte für die vorliegende Arbeit dar und sind bisher die einzigen veröffentlichten Daten für eine vergleichbare Anlage.

Tabelle 1: Durchschnittliche Parameter der Versuchsanlage [21]

Parameter	
Rauchgas Temperatur	900 – 1150 °C
Turbineneintrittstemperatur (TIT)	700 – 850 °C
Elektrische Nettoleistung	18 – 35 kW
Effizienz des Wärmeübertragers	71 %
Turbinenaustrittstemperatur (TeT)	300 – 330 °C
Isentrope Kompressoreffizienz	62 %
Isentrope Turbineneffizienz	80 %
Wirkungsgrad	15 %

2.3.1 Abgrenzung zu den Talbottversuchen

Die in der weiteren Arbeit beschriebene extern befeuerte μ -Turbine unterscheidet sich in wesentlichen Punkten von der Talbottkonstruktion.

Auf Seiten der μ -Turbine wird eine Capstone Maschine verwendet. Durch das elektronische Getriebe der Maschine ist es möglich den generierten Strom direkt ins öffentliche Stromnetz einzuspeisen. Weiterhin ist die Capstone μ -Turbine derzeit die μ -Turbine mit dem höchsten Entwicklungsstand.

Durch den Einsatz einer Wirbelschichtfeuerung entstehen gegenüber einer Rostfeuerung wesentliche Vorteile:

- Durch die lange Verweilzeit des Brennstoffes und die konstante Feuerungstemperatur wird gewährleistet, dass beim Wärmeübertrager ein konstantes Temperaturprofil vorliegt.
- Zusätzlich hat die Wirbelschicht ein großes Brennstoffspektrum, auch heizwertarme und kritische Rohstoffe können verwertet werden.
- Durch Anordnung der Wärmeübertragerflächen des Hochtemperatur-Wärmeübertragers im Bereich der fluidisierten Schicht werden sehr hohe heizseitige Wärmeübergangskoeffizienten erreicht.

Der Wärmetransport zwischen Feuerung und Wärmeübertrager findet in der Wirbelschichtfeuerung durch Konvektion über das inerte Material statt [18]. Dieser Wärmetransport ist effektiver als bei klassischen Feuerungen, da hier ein Teil des Wärmetransportes über das Rauchgas mit kleineren Wärmeübergangszahlen erfolgt. Somit kann der Wärmeübertrager der indirekt befeuerten Turbine kleiner konzipiert werden, wodurch sein Wirkungsgrad gegenüber dem von Talbott entwickelten gesteigert werden kann und die Strömungsverluste verringert werden.

2.4 Die Wirbelschicht-Feuerung

Die Wirbelschichtfeuerung ist eine Feuerung, in der die Energie in einer inerten Füllung (Sand, Asche usw.) freigesetzt wird [16]. Die Schicht wird von einem Wirbelluftstrom aus (heißer) Verbrennungsluft von unten nach oben durchströmt. Übersteigt die Strömungsgeschwindigkeit die Fluidisierungsgeschwindigkeit, geht die ursprünglich vorhandene inerte Materialschüttung in einen flüssigkeitsähnlichen (fluidisierten) Zustand mit exzellenten Bedingungen für chemische Reaktionen über [17]. In die bei hoher Temperatur vorliegende fluidisierte Schicht kann Brennstoff (fest, pastös, flüssig, gasförmig) eingetragen und verbrannt werden. Durch eine verfahrensbedingte überlange Verweildauer der Brennstoffpartikel in der fluidisierten Schicht wird eine vollständige Verbrennung erreicht. Zusätzlich hat die starke turbulente Strömung in der Feuerung einen sehr guten Impuls- und Wärmeaustausch zur Folge, so dass eine gleichmäßige Temperatur in der Wirbelschicht herrscht. Diese gleichmäßige Temperaturverteilung weist in der Regel keine Temperaturspitzen auf. Weiterhin werden durch die niedrigen Temperaturen von ca. 850 °C keine thermischen Stickoxide gebildet [16]. Das Temperaturniveau ist zusätzlich eine ideale Bedingung für die angekoppelten μ -Turbinen mit externer Brennkammer. Da der Wärmetransfer innerhalb dieser Feuerung über Konvektion stattfindet, sind Wärmeübertrager in einer Wirbelschicht hoch effektiv. Durch diese Eigenschaften der Wirbelschichtfeuerung sind bei einer vorgegebenen auszukoppelnden Leistung kleinere Wärmeübertragungsflächen erforderlich als in herkömmlichen Feuerungen.

Die Verwendung von Wirbelschichtfeuerungen zur Verbrennung von biogenen Brennstoffen oder Kohle niedriger Qualität ist als Stand der Technik zu betrachten [18]. Abbildung 2-1 stellt den prinzipiellen Aufbau einer Wirbelschichtfeuerung dar.

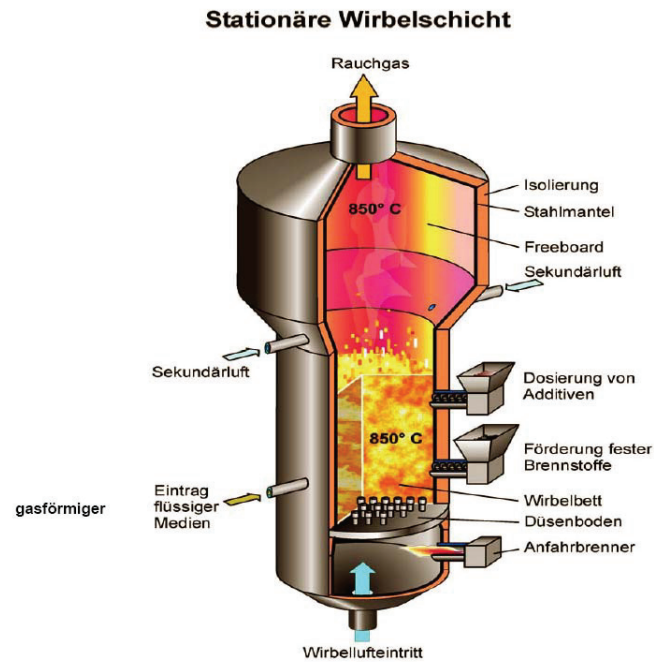


Abbildung 2-12: Prinzipieller Aufbau einer Stationären-Wirbelschichtfeuerung (SWSF) [17]

Abbildung 2-13 zeigt den Einsatz einer Wirbelschichtfeuerungsanlage zur Schwachgasnutzung auf einer Deponie im Landkreis Nordvorpommern [19].



Abbildung 2-13: ES+S Wirbelschichtfeuerung im Einsatz auf einer Deponie [19]

Des Weiteren ist in einer theoretischen Studie [20] im Rahmen der energetischen Nutzung von Deponiegas der Universität Rostock gezeigt worden, dass die Konzentration des Brenngases bei der Wärmesaukopplung für die extern befeuerte

μ -Turbine bis auf eine Methankonzentration von bis zu 15 % sinken kann, ohne Einbruch der Betttemperatur. Die Abbildung 2-14 zeigt die Ergebnisse der Studie.

Bei der Untersuchung sind folgende Randbedingungen eingehalten wurden:

- Die thermische Reaktionshülle wird als adiabat angesehen.
- Die Reaktionsbetttemperatur wird konstant auf 860 °C gehalten.

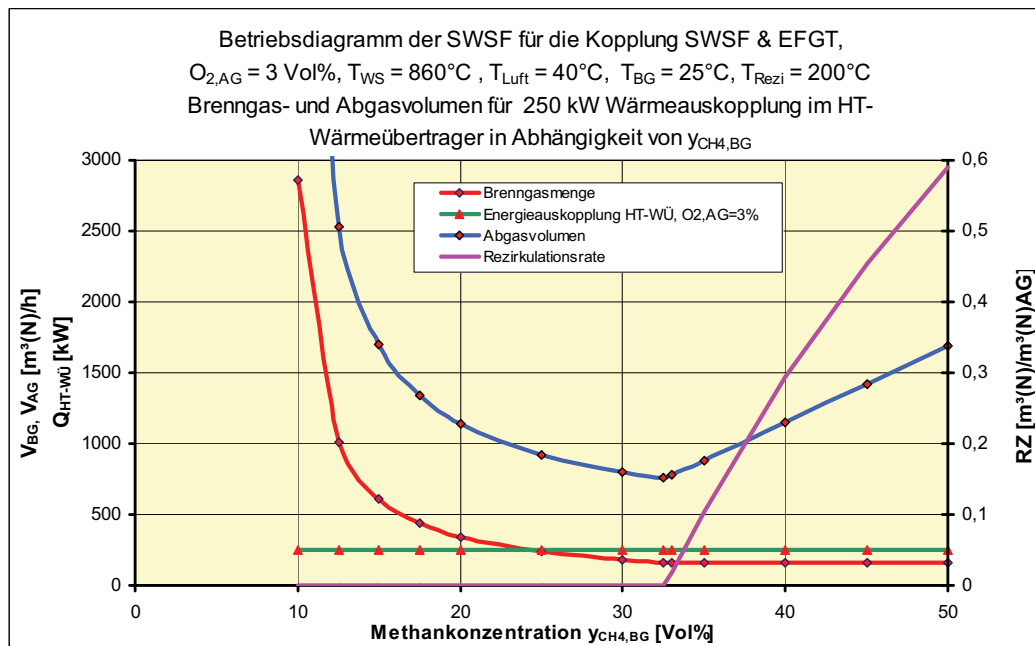


Abbildung 2-14: Energiebilanzierung der SWSF [20]

Aus dem Diagramm lässt sich Folgendes ablesen:

- Ab einer Methankonzentration von ca. 15 Vol.% des Brenngases ist es möglich, die Betttemperatur von 860 °C bei der für die μ -Turbine erforderlichen Wärmeleistung zu erreichen.
- Bei diesen Randbedingungen ist es ebenfalls möglich, Energie durch einen Hochleistungs-Wärmeübertrager aus dem Reaktionsbett zu entnehmen (grüne Linie) und dem Prozess der extern befeuerten μ -Turbine zuzuführen.

Die Studie hat gezeigt, dass es möglich ist, Deponiegas mit einer Methankonzentration bis zu 15 % zu nutzen. Somit würde der Zusammenschluss der

SWSF und der extern befeuerten μ -Turbine neue Möglichkeiten ergeben, ein so niederkalorisches Gas zur direkten Stromerzeugung energetisch zu nutzen.

2.5 Kriterien für die Integration der extern befeuerten μ -Turbine

Bei dem Umbau der handelsüblichen μ -Turbine zu einer Turbine mit externer Brennkammer ist eine Abstimmung der beiden Systeme zwingend notwendig. Der in die Wirbelschicht integrierte Wärmeübertrager fungiert als externe Brennkammer.

Hierbei sind die funktionellen Bedingungen der Wirbelschichtfeuerung insoweit zu beachten, dass es bei ihrer Betriebstemperatur (z.B. 850°C) und der bei der Verbrennung gewählten Sauerstoffkonzentration möglich sein muss, den Energiebedarf der extern befeuerten Gasturbine (hier ca. 100 kW) so zu decken, dass der sichere Betrieb der SWSF nicht gefährdet wird.

Im Auslegungszustand ist die μ -Turbine ein System, welches schnell auf Änderungen, wie z.B. variable Leistungsabfragen reagiert. Durch die Kopplung der μ -Turbine mit der externen Brennkammer wird die Reaktionszeit langsamer, da das System durch die Trägheit der gesamten Anordnung beeinflusst wird, die Ansprechzeiten werden länger. Dies muss bei der Regelung des Systems berücksichtigt werden.

Durch den Austausch der internen Brennkammer bleiben folgende Bauteile der „ursprünglichen“ μ -Turbine weiter bestehen:

- Radialverdichter
- Rekuperator
- Turbine
- Generator
- Peripherie der μ -Turbine

Zwischen den Komponenten der Turbine, d.h. des Radialverdichters und der Radialturbine mit dem Wärmeübertrager (externe Brennkammer), ist eine strömungs-thermodynamische und regelungstechnische Abstimmung unabdingbar.

Aus den Kennfeldern der Komponenten müssen sowohl die maximal zulässigen Strömungsverluste als auch die minimal zu erreichenden Austrittstemperaturen des Wärmeübertrages analysiert werden [10][32][33].

Eine besondere Herausforderung stellt zusätzlich die Anpassung der Peripherie der μ -Turbine dar, speziell die Anpassung der μ -Turbinen Firmware an die veränderten Randbedingungen.

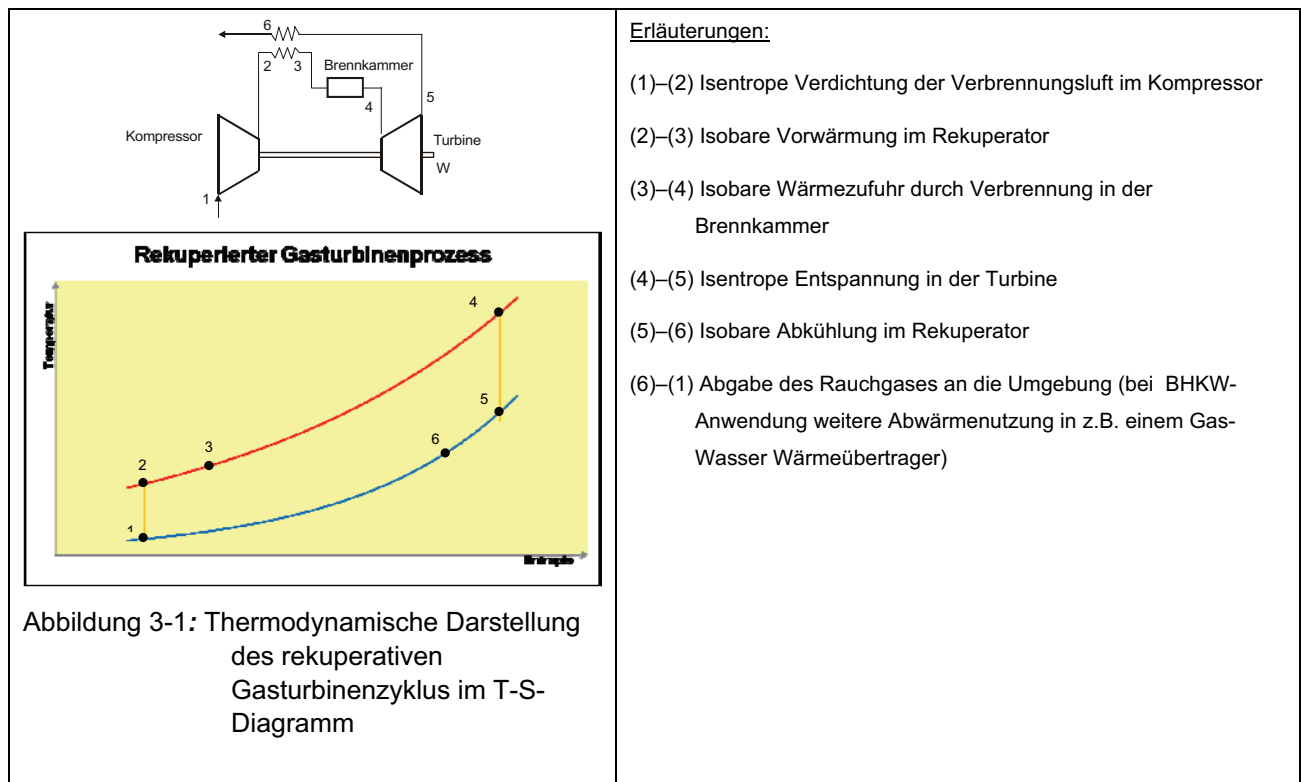
Zur Abschätzung der Einflüsse der externen Brennkammer auf die μ -Turbine wird eine theoretische Analyse mit Simulation erstellt.

3 Theoretische Analyse

Die Ergebnisse der theoretischen Analyse sollen zeigen, in welchem Bereich sich Druckverluste, Temperatur und die Leistung der externen Brennkammer bewegen müssen, damit die extern befeuerte μ -Turbine sicher und möglichst effektiv arbeiten kann.

3.1 Der thermodynamische offene Kreisprozess der Gasturbine

Die Zustandsänderungen des Arbeitsmediums in der μ -Turbine lassen sich als Kreisprozess beschreiben. Abbildung 3-1 skizziert den Kreislauf eines rekuperativen offenen Gasturbinenzyklus.



Der thermodynamische Kreisprozess der Turbine wird am besten durch den Joule-Prozess dargestellt. Auf diesem beruhen die nachfolgenden Berechnungen.

Die für die Berechnung verwendeten Indizes der Eckdaten beziehen sich auf die Zustände des Gasturbinenprozesses.

Generell werden bei den Berechnungen folgende Annahmen getroffen:

- Wärmeverluste, d.h. interne Verluste sowie Verluste an die Umgebung durch Wärmestrahlung und Konvektion, werden nicht berücksichtigt.
- Es wird keine Energie in den Bauteilen (Verdichter, Rekuperator, Brennkammer und Turbine) gespeichert (stationärer Zustand).

Die Berechnung der isentropen Wellenleistung der μ -Turbine und des thermischen Wirkungsgrades erfolgten unter folgenden Annahmen:

- Einer stufenweisen Erhöhung der Brennkammertemperatur von 600 auf 1000 °C.
- Der Druck nach Verdichter wird schrittweise von 1,5 bis 3,5 bar_ü gesteigert.
- Der Massenstrom der Gasturbine wird auf den nominellen Massenstrom von 0,31 kg/s festgelegt.
- Strömungsverluste der einzelnen Komponenten, d.h. von Verdichter, Rekuperator, Brennkammer und Turbine werden nicht berücksichtigt.
- In allen Bauteilen wird der Massenstrom als konstant angenommen.
- Die Berechnungen der Simulation werden mit der mittleren spezifischen Wärmekapazität durchgeführt.

Verdichter

Bei der Berechnung des Verdichters wird der Massenstrom als konstant angenommen, wobei der Druck und die Temperatur zwischen den Arbeitspunkten „1“ und „2“ eine Änderung erfahren (Abbildung 3-1).

Das Bilanzschema des Verdichters ist in Abbildung 3-2 dargestellt:

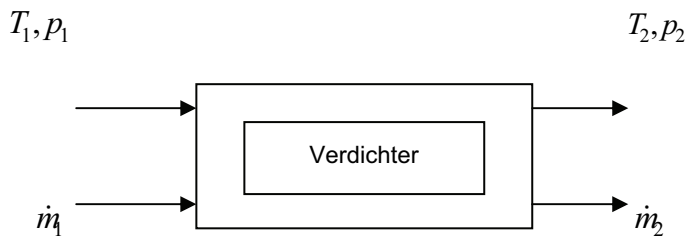


Abbildung 3-2: Bilanzschema Verdichter

Gleichung zur Berechnung der Zustandsgrößen:

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^\chi = \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{\chi}{\chi-1}} \quad \text{Gl. 1}$$

Verdichterarbeit:

$$W_{12} = \dot{m} \cdot \int_1^2 T ds + \int_1^2 v dp = \dot{m} \cdot \frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot R \cdot T_1 \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} - 1 \right] \quad \text{Gl. 2}$$

Rekuperator

Der Rekuperator ist ein Wärmeübertrager. Dieser hat die Aufgabe die verdichtete Luft vor dem Eintritt in die Brennkammer aufzuheizen. Die benötigte Wärmeenergie wird aus dem „Abgasstrom“ nach der Turbine entnommen.

Das Schema des Rekuperators ist in Abbildung 3-3 dargestellt:

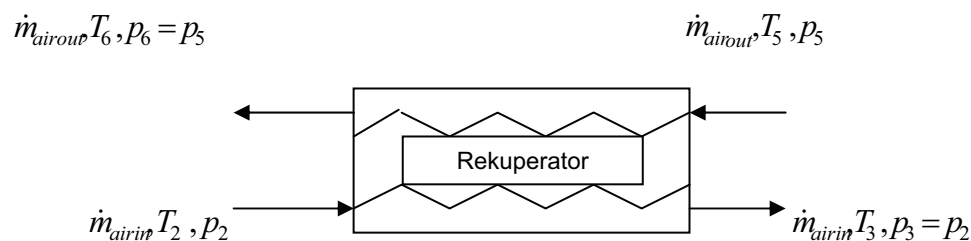


Abbildung 3-3: Bilanzschema Rekuperator

Die Massenströme der Primär- als auch der Sekundärseite des Rekuperators sind gleich, da die μ -Turbine mit externer Brennkammer arbeitet. Des Weiteren wird davon ausgegangen, dass die Drücke p_2 und p_3 sowie die Drücke p_5 und p_6 gleich sind, d.h. es wird von einer verlustfreien Strömung ausgegangen. Es verändern sich lediglich die Temperaturen.

Zustandsänderung von „2“ nach „3“ (Rekuperator Primärseite)

$$m_{in} \cdot c_{pm_{air2/3}} \cdot \frac{dT_3}{dt} = \dot{m}_{air\ in} \cdot c_{pm_{air2/3}} (T_3 - T_2) + k \cdot A \cdot \Delta T_{log} \quad \text{Gl. 3}$$

Zustandsänderung von „5“ nach „6“ (Rekuperator Sekundärseite)

$$m_{out} \cdot c_{pm_{air5/6}} \cdot \frac{dT_6}{dt} = \dot{m}_{air\ out} \cdot c_{pm_{air5/6}} (T_5 - T_6) - k \cdot A \cdot \Delta T_{log} \quad \text{Gl. 4}$$

Externe Brennkammer

Die externe Brennkammer ist ebenfalls ein Wärmeübertrager. Dieser wird in der Berechnung als ein Rohr mit konstanter Oberflächentemperatur abgebildet.

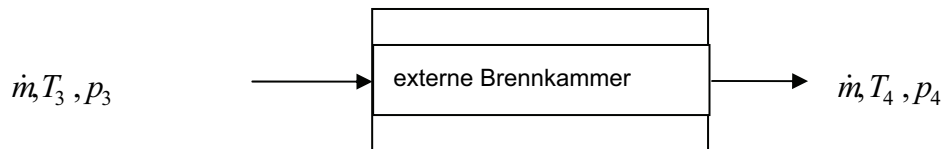


Abbildung 3-4: Bilanzschema externe Brennkammer

Das Schema der externen Brennkammer ist in Abbildung 3-4 dargestellt. Wie beim Rekuperator bleibt der Massenstrom konstant. Auch der Eingangsdruck (p_3) und der Ausgangsdruck (p_4) werden als konstant angenommen.

Zustandsänderung von „3“ nach „4“

$$m_{in} \cdot c_{pm_{air3/4}} \cdot \frac{dT_4}{dt} = \dot{m}_{air\ in} \cdot c_{pm_{air3/4}} (T_4 - T_3) + k \cdot A \cdot \Delta T_{log} \quad \text{Gl. 5}$$

Turbine

Die Berechnung der Turbine erfolgt unter der Annahme konstanten Massenstroms. Lediglich der Druck und die Temperatur zwischen den Arbeitspunkten „4“ und „5“ erfahren eine Änderung. Das Bilanzschema der Turbine ist in Abbildung 3-5 dargestellt.

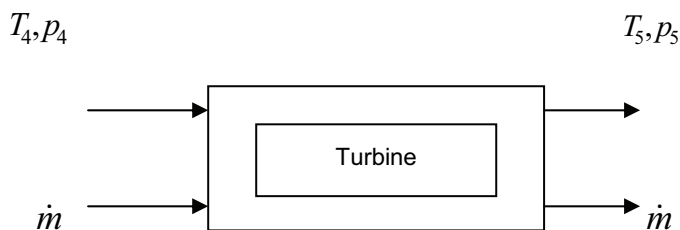


Abbildung 3-5: Bilanzschema Turbine

Zustandsänderung von „4“ nach „5“ (Turbine)

$$\frac{P_4}{P_3} = \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^\chi = \left(\frac{T_4}{T_3} \right)^{\frac{\chi}{\chi-1}} \quad \text{Gl. 6}$$

Turbinenarbeit

$$W_{45} = \dot{m} \cdot \int_4^5 T ds + \int_4^5 v dp = \dot{m} \cdot \frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot R \cdot T_4 \left[\left(\frac{p_5}{p_4} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} - 1 \right] \quad \text{Gl. 7}$$

Wellen Energie

Die zur Verfügung stehende Wellenenergie wird aus der Bilanz für den stationären Zustand bestimmt.

$$\frac{dE_{Welle}}{dt} = \dot{W}_{45} - \dot{W}_{12} - \dot{P}_{gen} \quad \text{Gl. 8}$$

Wirkungsgradberechnung

Der thermische Wirkungsgrad des Kreisprozesses wird unter der Annahme konstanter Wärmekapazität wie folgt berechnet.

$$\eta_{th} = 1 - \frac{T_5 - T_1}{T_4 - T_2} \quad \text{Gl. 9}$$

3.2 Simulation des Kreisprozesses

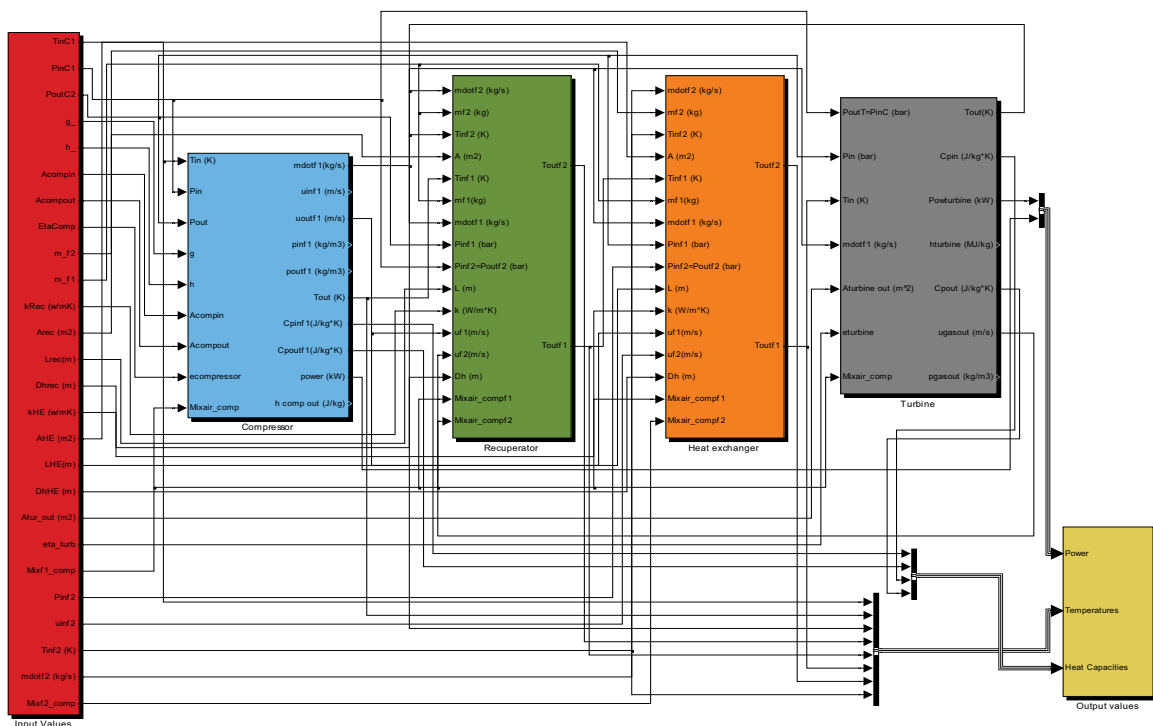
Zur Berechnung der zusammenhängenden thermodynamischen Parameter in Abhängigkeit von Verdichter, Rekuperator, Brennkammer und Turbine ist ein Matlab Simulink Rechen-Modell erstellt worden.

3.2.1 Simulationsoberfläche

Das Modell besteht aus sechs Hauptkomponenten (Abbildung 3-6). Deren primäre Aufgaben in der Berechnung sind im Einzelnen:

- Im Einlesefeld (rot) werden die einzelnen Parameter in dem Simulationsprogramm aus einem Datensatz eingelesen. In dem Datensatz werden der Druck nach dem Verdichter (p_2) und die Verdichtereintrittstemperatur (T_1) eingegeben.
- Die zweite Hauptkomponente ist der Verdichter (blau). Unter diesem Feld der Simulation ist der Radialverdichter mathematisch abgebildet. Es werden die Temperaturänderung von T_1 nach T_2 und die isentrope Verdichterleistung berechnet.
- Die dritte Hauptkomponente ist der Rekuperator (grün). Hierbei werden die Wärmeübergänge auf der primären und sekundären Seite des Wärmeübertragers mit den entsprechenden Randbedingungen (Strömungsgeschwindigkeit und Fluidtemperatur) berechnet und in der weiteren Simulation mit einbezogen.

- Die vierte Hauptkomponente ist die externe Brennkammer (orange). Diese ist vereinfacht dargestellt. Sie entspricht einem Rohr, bei dem nicht der äußere Wärmeübergang berücksichtigt wird, sondern lediglich die äußere Temperatur aufgeprägt ist (siehe Gl. 5). Der innere Wärmeübergang wird in Abhängigkeit der Strömungsgeschwindigkeit berechnet und in der weiteren Berechnung berücksichtigt.
- Die fünfte Hauptkomponente ist die Turbine (grau). Hierbei steht sowohl die Temperatur T_5 als auch die isentrope Turbinenleistung im Vordergrund.
- Die sechste Hauptkomponente ist das Ausgabefeld (gelb). Hier werden alle Temperaturen, die Verdichter- und die Turbinenleistung zusammengefasst und ausgegeben.
- Die thermische Leistung der SWSF-Brennkammer wird nicht berechnet. Sie wird als ausreichend groß für die extern befeuerte μ -Turbinen Anforderungen vorausgesetzt.



Eingabefeld Verdichter Rekuperator Brennkammer Turbine Ausgabefeld

Abbildung 3-6: Simulationsmodell der μ -Turbine mit externer Brennkammer

3.3 Ergebnisse der Simulation

In Abhängigkeit der Variablen Temperatur und Druck werden die isentrope Leistung und der Wirkungsgrad des Gasturbinenprozesses berechnet. Die Ergebnisse sind in den folgenden zwei Diagrammen dargestellt.

In Abbildung 3-7 ist die Leistung in Abhängigkeit von Systemdruck und Brennkammertemperatur aufgetragen.

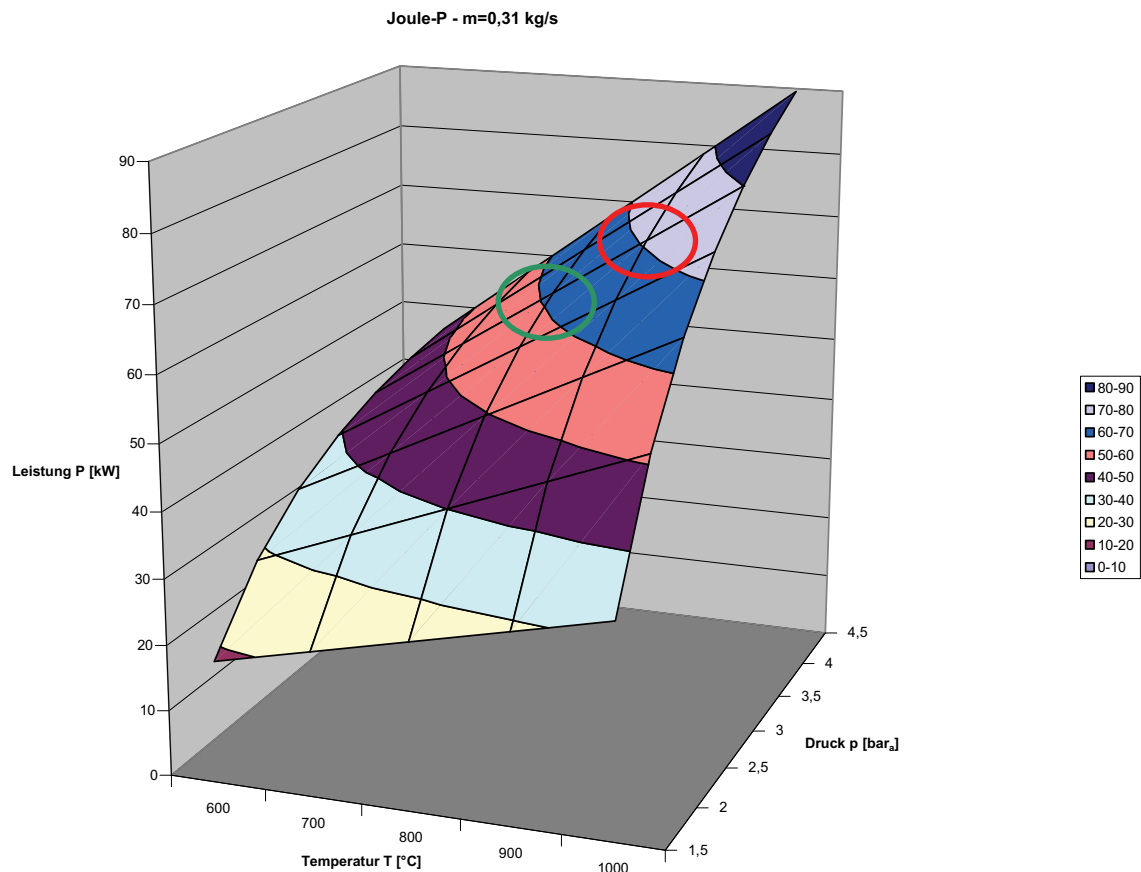


Abbildung 3-7: Berechnung der Leistung des Kreisprozesses nach Joule

Man erkennt aus dem Diagramm:

- Bei der IST-Situation erreicht die μ -Turbine eine isentrope Leistung von ca. $78 \text{ kW}_{\text{isen}}$. Dieser Bereich ist durch den roten Kreis im Diagramm gekennzeichnet.

- Durch die niedrigere Verbrennungstemperatur der Wirbelschichtfeuerung [40], sowie den benötigten Temperaturgradienten zum Wärmetransport in der externen Brennkammer, wird die Brennkammertemperatur gegenüber dem ursprünglichen Zustand als direkt befeuerte Gasturbine um ca. 100 K sinken. Dies ist mit einer Leistungseinbuße von ca. $15 \text{ kW}_{\text{isen}}$ verbunden. Das entspricht einer relativen Leistungseinbuße von ca. 19 %.

In der Abbildung 3-8 ist der thermische Wirkungsgrad des Joule-Prozesses als Funktion der Brennkammertemperatur und dem Druck nach dem Verdichter aufgetragen.

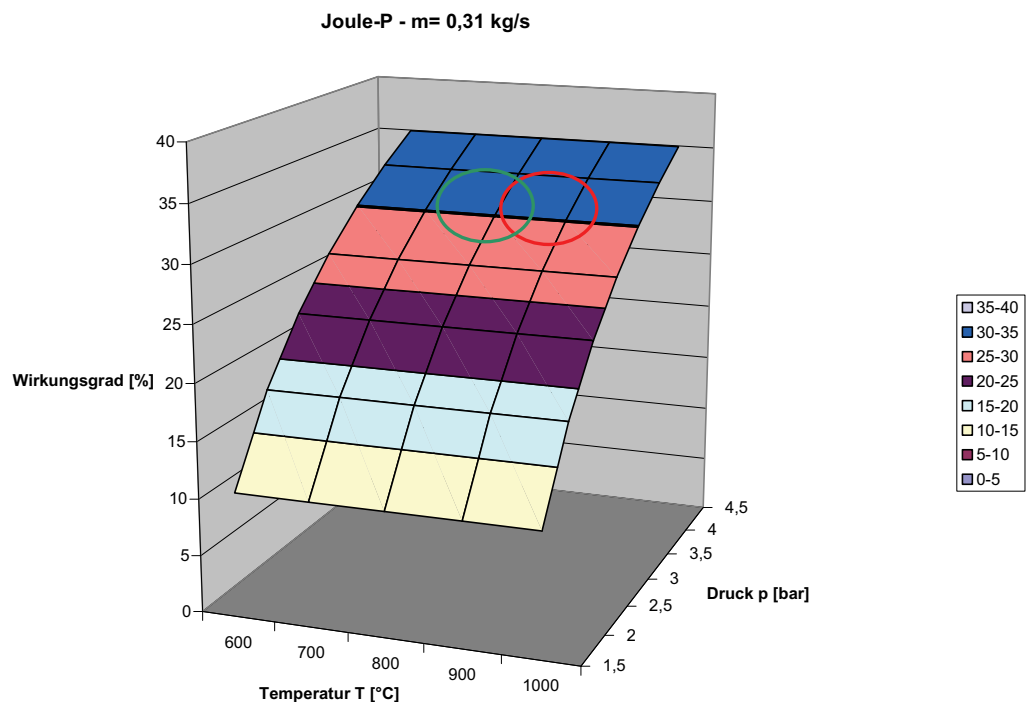


Abbildung 3-8: Wirkungsgradverlauf bei der Berechnung des Wirkungsgrades nach Joule

Das Diagramm zeigt:

- Bei einem nominellen Massenstrom von $0,31 \text{ kg/s}$, einem Systemdruck von $3,5 \text{ bar}_0$ und einer Brennkammertemperatur von 900°C , erreicht die μ -Turbine einen isentropen Wirkungsgrad von rund 32 %. Der Arbeitsbereich der μ -Turbine ist mit dem roten Kreis markiert.

- Die Reduzierung der Brennkammertemperatur ergibt keine isentrope Wirkungsgradänderung (grüner Kreis). Unter idealen Bedingungen werden bei der Wirkungsgradberechnung nur Temperaturverhältnisse berücksichtigt (siehe Gl. 9). Der Einfluss der Brennkammertemperatur auf den realen Gasturbinenprozess wird im weiteren Verlauf der Arbeit untersucht.

Turbinenaustrittstemperatur

Die Turbinenaustrittstemperatur (T_5) ist neben der generierten elektrischen Leistung ein wesentlicher Parameter, an dem der μ -Turbinenprozess bewertet werden kann. In der theoretischen Analyse wird untersucht, welche Einflüsse Turbineneintrittsdruck und –temperatur haben (siehe Abbildung 3-9). Die Herausforderung bei der Analyse besteht darin, das Betriebsverhalten des rekuperierten Gasturbinenprozesses mit der Modellierung abzubilden, so dass die Turbinenaustrittstemperatur die Rekuperatoraustrittstemperatur maßgeblich beeinflusst. Bei der Analyse werden folgenden Randbedingungen angenommen:

- Die Turbineneintrittsdrücke variieren von 2,5 bis 3,5 bar_ü
- Der Volumenstrom resultiert aus dem Druck nach Abbildung 2-8
- Die Brennkammertemperaturen variieren von 760 bis 860 °C

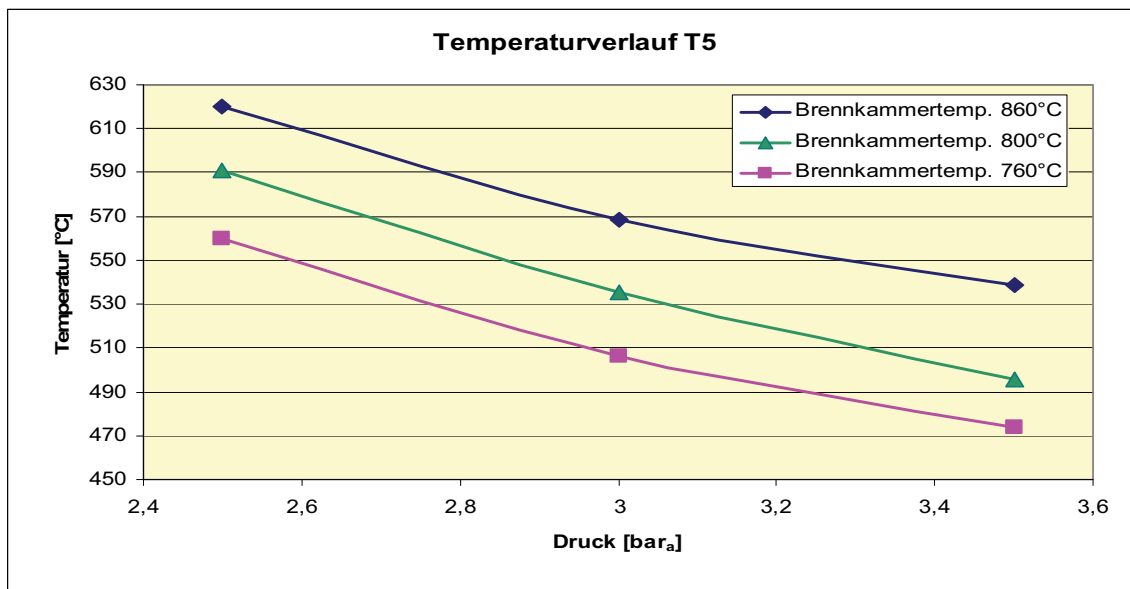


Abbildung 3-9: Temperaturverlauf nach der Turbine in Abhängigkeit des Verdichterdruckes

Das Diagramm zeigt:

- Mit steigendem Turbineneingangsdruck fällt die Turbinenaustrittstemperatur.
- Bei steigender Turbineneintrittstemperatur steigt die Turbinenaustrittstemperatur.

Durch hohe Turbineneintrittsdrücke ist es möglich, große Entspannungsgefälle zu ermöglichen, wodurch die niedrigeren Turbinenaustrittstemperaturen zu begründen sind.

Druckverluste

Durch den geplanten Umbau der μ -Turbine ist es notwendig, die Luft durch einen (externen) Wärmeübertrager zu schicken. Durch die größeren Wegstrecken im Vergleich zur ursprünglichen Maschine entstehen höhere Druckverluste. Die Leistungsverluste, die durch die Druckverluste verursacht werden, sind in Abbildung 3-10 dargestellt. Dabei werden folgende Annahmen getätigt:

- Druckverluste variieren von 0 bis 0,4 bar
- Brennkammertemperatur variiert von 750 bis 850 °C

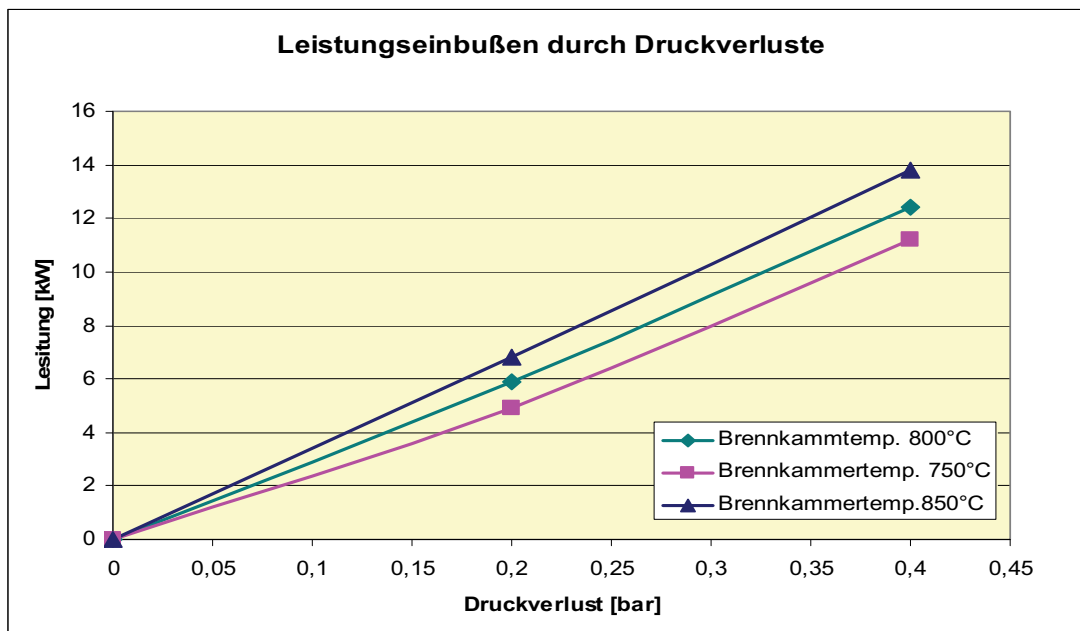


Abbildung 3-10: Leistungseinbußen in Abhängigkeit des Druckverlustes

Aus dem Diagramm resultiert:

- Es ist bei einem Druckverlust von 0,4 bar mit einer Leistungseinbuße von bis zu 14 kW zu rechnen.
- Die Druckverluste haben bei hohen Brennkammertemperaturen größere Einflüsse als bei niedrigeren Brennkammertemperaturen.

Der Umbau sollte so gestaltet werden, dass möglichst geringe Druckverluste vorherrschen.

3.3.1 Fazit der Simulation:

- Der Gasturbinenprozess sollte mit einem möglichst hohen Systemdruck betrieben werden. Der Systemdruck wird durch die Verdichterleistung bestimmt. Es ist deshalb zu überprüfen, ob mit zunehmendem Systemdruck der Verdichter die Pumpgrenze erreicht.
- Der Druckverlust des Gesamtsystems sollte auf ein Minimum beschränkt werden.
- Durch eine möglichst hohe Turbineneintrittstemperatur wird die Wellenleistung des Kreisprozess maximiert.

Die Auslegungen von Radialverdichtern bei modernen Anlagen sind in der Regel nahe an der Pumpgrenze. Hier wird das beste Verhältnis zwischen Druck und Wirkungsgrad erzielt [39]. Eine Veränderung der Pumpgrenze ist nur durch bauliche Veränderungen der Verdichterstufe möglich, ist also im Zusammenhang mit dem hier beschriebenen Vorhaben nicht durchführbar.

3.4 Berechnung der Eigenschaften des Radialverdichters und der Radialturbine

In den thermodynamischen Berechnungen finden Verluste, die durch geometrische Abmessungen und Spaltmaße von Radialverdichter und –turbine entstehen, keinerlei Berücksichtigung. Bei Gasturbinen, die mit einem Druck größer als 1 MPa arbeiten, kann zur Berechnung die VDI-Richtlinie 4670 [34] angewendet werden. Dies ist jedoch bei der μ -Turbine nicht möglich, da der Betriebsdruck bei ca. 0,35 MPa_{abs} liegt und damit deutlich unter dem niedrigsten Druck der Vorschrift. Des Weiteren stehen keinerlei belastbare Informationen bezüglich Radialverdichter- (Kennfeld) oder Radialturbinenkennfeld zur Verfügung. Aus diesem Grund werden Verdichter und Turbine modelliert und per Simulation folgende Größen bestimmt:

Radialverdichter:

- Berechnung des Verdichterkennfeldes zur Untersuchung einer möglichen Druckerhöhung, ohne die Pumpgrenze zu tangieren.
- Bestimmung des Wirkungsgradverlaufes in Abhängigkeit des Volumenstromes des Verdichters, um eine Bewertung späterer Versuchsergebnisse zu ermöglichen.

Radialturbine:

- Berechnung des Wirkungsgradverlaufes in Abhängigkeit des Volumenstromes der Radialturbine zur Analyse der praktischen Versuche.

Die Modelle basieren unter anderem auf der Grundlage des „NASA Technical Paper 2199“ [35]. Aufgrund der Weiterentwicklung von Radialverdichtern und –turbinen und damit verbunden Schaufeldesigns mussten auch die Berechnungsgrundlagen an das veränderte Design angepasst werden. Dies gilt insbesondere für die Radialverdichter mit ihren rückwärts gekrümmten Schaufeln. Somit musste die Gleichung „A“ [36]

$$V_{u,3,opt} = U_3 \left(1 - \frac{1,98}{N_{bl}} \right) \quad \text{Gl. A}$$

in so fern erweitert werden, dass die „neue“ Gleichung moderne Schaufeldesigns beschreiben kann.

Zur Modellierung moderner Radialmaschinenbeschaufelung wurde die folgende Gleichung „B“ entwickelt [35].

$$V_{u,3',opt} = U_3 \cdot \left(\frac{\left| 1 - \sqrt{\cos \alpha_{bl}} / (N_{bl})^{0,7} \right| \cdot \left[1 - \left[(r_{4',av} / r_{3'} - \varepsilon_{lim}) / (1 - \varepsilon_{lim}) \right]^3 \right]}{1 - \tan(\alpha_{bl}) / \tan(\alpha_{3'})} \right) \quad \text{Gl. B}$$

Die Richtigkeit der Gleichung „B“ ist umfangreich untersucht worden [35].

Fazit der Modellierung

Die Besonderheit dieser Modellierung ist, dass alle geometrischen Gegebenheiten von Stator und Rotor in die Simulation mit einfließen. Dadurch lassen sich für den Radialverdichter und der –turbine, der Capstone C30 μ -Turbine realistische Kennfelder und Wirkungsgradverläufe berechnen.

3.4.1 Der Radialverdichter

Radialverdichter kommen bei einem Massenstrom bis zu 5 kg/s zum Einsatz. Durch die Drehzahl des Rads wird Luft axial angesaugt und im Rad auf hohe Geschwindigkeiten beschleunigt. Die Luft verlässt das Verdichterrad in radialer Richtung und tritt in den Diffusor ein. Dieser wird aus der Verdichterrückwand und den Leitschaufeln (Spiralgehäuse) am Verdichteraustritt gebildet.

Im Diffusor wird die Geschwindigkeit der Luft weitgehend verlustfrei verringert. Die Folge davon ist, dass Druck und Temperatur ansteigen. [37].

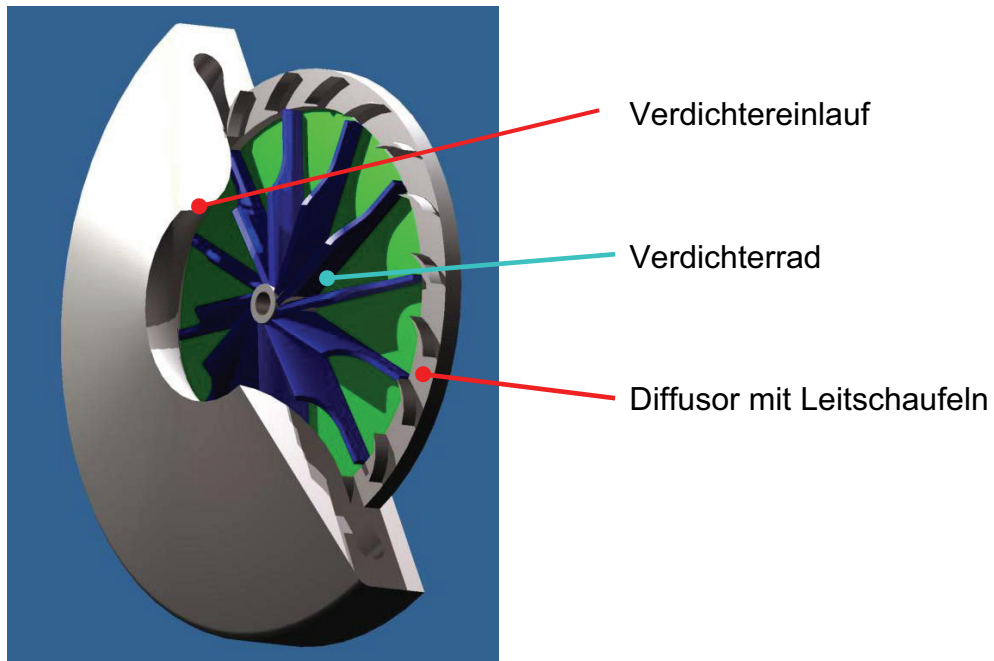


Abbildung 3-11: Radialverdichtermaschine

Die Abbildung 3-11 zeigt den prinzipiellen Aufbau eines Radialverdichters [41]. Deutlich sind zu erkennen:

- Verdichtereinlauf
- Verdichterrad
- Diffusor mit Leitschaufeln

Zusammen werden diese Bauteile als Verdichterstufe bezeichnet.

Die Abbildung 3-12 und 3-13 zeigen das Laufrad und den Diffusor des Radialverdichters der μ -Turbine C30 von Capstone.



Abbildung 3-12: Radialverdichter μ -Turbine C30



Abbildung 3-13: Diffusor μ -Turbine C30

Pumpgrenze

Der Betriebsbereich eines Radialverdichters wird durch die sogenannte Pumpgrenze eingeschränkt. Das ist im Allgemeinen der Punkt des Kennfeldes mit der kleinsten zulässigen Fördermenge. Jenseits der Pumpgrenze kann der Radialverdichter nicht mehr eingesetzt werden, denn die Strömung löst sich von den Schaufeln ab und ein stabiler Betrieb ist nicht mehr sichergestellt [37].

Moderne Radialverdichterrotoren zeichnen sich durch sogenannte „Splitter Blades“ und durch rückwärts gekrümmte Schaufeln aus.

Die Abbildung 3-14 zeigt die schematische Darstellung eines modernen Radialverdichterrades.

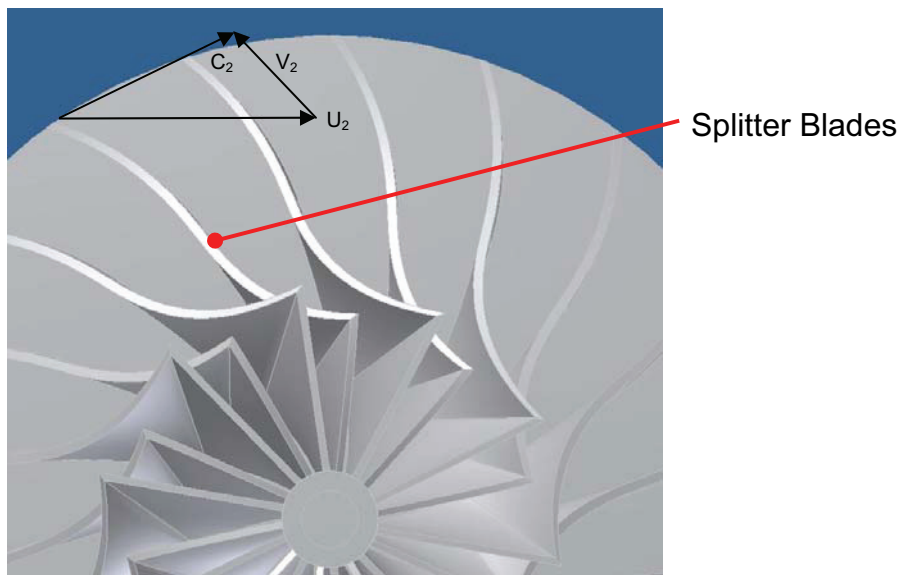


Abbildung 3-14: Darstellung eines modernen Radialverdichterrades

Vorteile von rückwärts gekrümmten Schaufeln:

- v_2 wird bei rückwärts gekrümmten Schaufeln größer und damit das relative Verzögerungsverhältnis v_2/v_1 (Diffusion) des gesamten Schaufelkanals. Die bessere Diffusion reduziert die Strömungsablösungen und steigert so den Wirkungsgrad.
- c_2 wird bei rückwärts gekrümmten Schaufeln kleiner. Damit muss im nachfolgenden Leitrad (Diffusor) weniger kinetische Energie in statischen Druck umgewandelt werden. Bei sehr hohen Umfangsgeschwindigkeiten bleibt c_2 so im Unterschall, welches den Wirkungsgrad verbessert.

Modellierung

Um die Leistungscharakteristik des Radialverdichters zu berechnen, müssen bei der Modellierung die geometrischen Gegebenheiten von Stator und Rotor sowie die Krümmung der Turbinenschaufeln berücksichtigt werden. Ziel ist es, das Verdichterkennfeld mit Pumpgrenze sowie Austrittsvolumenstrom zu simulieren. Mit diesen Angaben kann der Wirkungsgrad berechnet werden.

Die Modellierung wurde ursprünglich zum Auslegen von Radialturbinen entwickelt. Aus diesem Grund beginnt die Berechnung mit dem Punkt „0“.

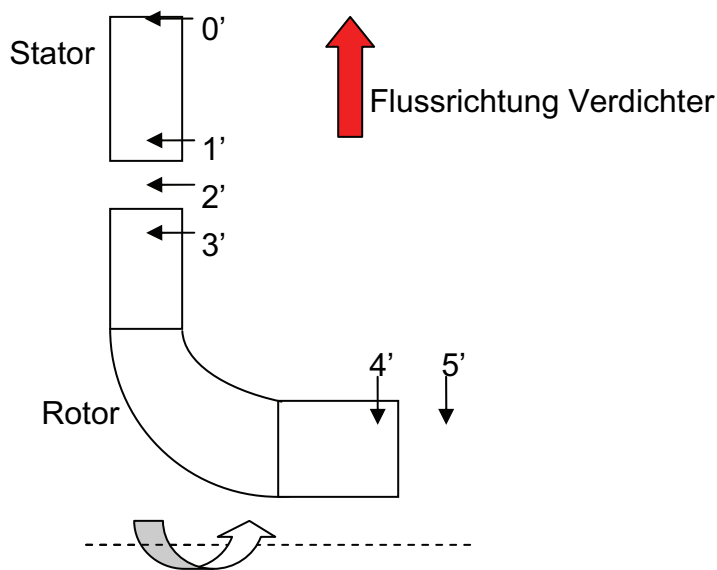


Abbildung 3-15: Schematische Darstellung des Radialverdichters

Die Modellierung unterscheidet zwischen den zwei wesentlichen Bauteilen des Radialverdichters, dem Stator (Diffusor) und dem Rotor (Verdichterrad). Der Radialverdichter wird in fünf Sektoren unterteilt:

- „5“ , Kurz vor dem Einlauf in das Verdichterrad (Rotor)
- „4“ , Einlauf in das Verdichterrad (Rotor)

- „3'“, Austritt aus dem Verdichterrad (Rotor)
- „2'“, Spalt zwischen dem Verdichterrad (Rotor) und dem Diffusor (Stator)
- „1'“, Eintritt in den Diffusor, nach dem Radialverdichterrad.
- „0'“, Austritt aus der Diffusor

Verdichteraustritt und Diffusor werden reibungsfrei modelliert, so dass für die Berechnung von „0'“ bis „2'“ die folgenden Gleichungen angesetzt werden können:

- Isentrope Zustandsänderung
- Bernoulli
- Kontinuitätsgleichung

Im Rotor, also von „3'“ bis „4'“, wird die Geometrie des Verdichterrades berücksichtigt.

$$V_{u,3',opt} = U_3 \cdot \left(\frac{\left| 1 - \sqrt{\cos \alpha_{bl}} / (N_{bl})^{0,7} \right| \cdot \left[1 - \left[(r_{4',av} / r_{3'} - \varepsilon_{lim}) / (1 - \varepsilon_{lim}) \right]^3 \right]}{1 - \tan(\alpha_{bl}) / \tan(\alpha_{3'})} \right) \quad \text{Gl. 10[35]}$$

Die Druckerhöhung des Verdichterrades wird wie folgt berechnet:

$$\frac{dp}{dr} = \frac{p \cdot V_u^2}{r \cdot g_c} \quad \text{Gl. 11[35]}$$

Zwischen dem Verdichterrad und dem Gehäuse liegt der Spalt, der Verluste verursacht. Die Spalt- und Reibungsverluste werden wie folgt berücksichtigt.

Reibungsverluste:

$$L_{df} = \frac{0,02125 \cdot p_{3'} \cdot U_{3'}^2 \cdot r_{3'}^2}{g_c \cdot \dot{m}_{tot} (p_{3'} \cdot U_{3'} \cdot r_{3'} / \mu)^{0,2}} \quad \text{Gl. 12[35]}$$

Spaltverluste:

$$L_{cl} = \frac{2\Delta h'_{3-5'}(h_{cl}/2r_{4',tip})}{(1-r_{4',huh}/r_{4',tip})} \quad \text{Gl. 13[35]}$$

Die detaillierte Aufschlüsselung der Berechnung der Zustandsänderungen ist im Anhang beigelegt.

Simulationsergebnisse

Bei der Berechnung des Verdichterfeldes werden folgende Daten vorgegeben:

- Da die Berechnung am Punkt „0'“ beginnt, muss eine Verdichterkennlinie bekannt sein. Diese Verdichterkennlinie wird in Abbildung 3-16 dargestellt. Sie entspricht der Verdichterkennlinie der Capstone C30 μ -Turbine.

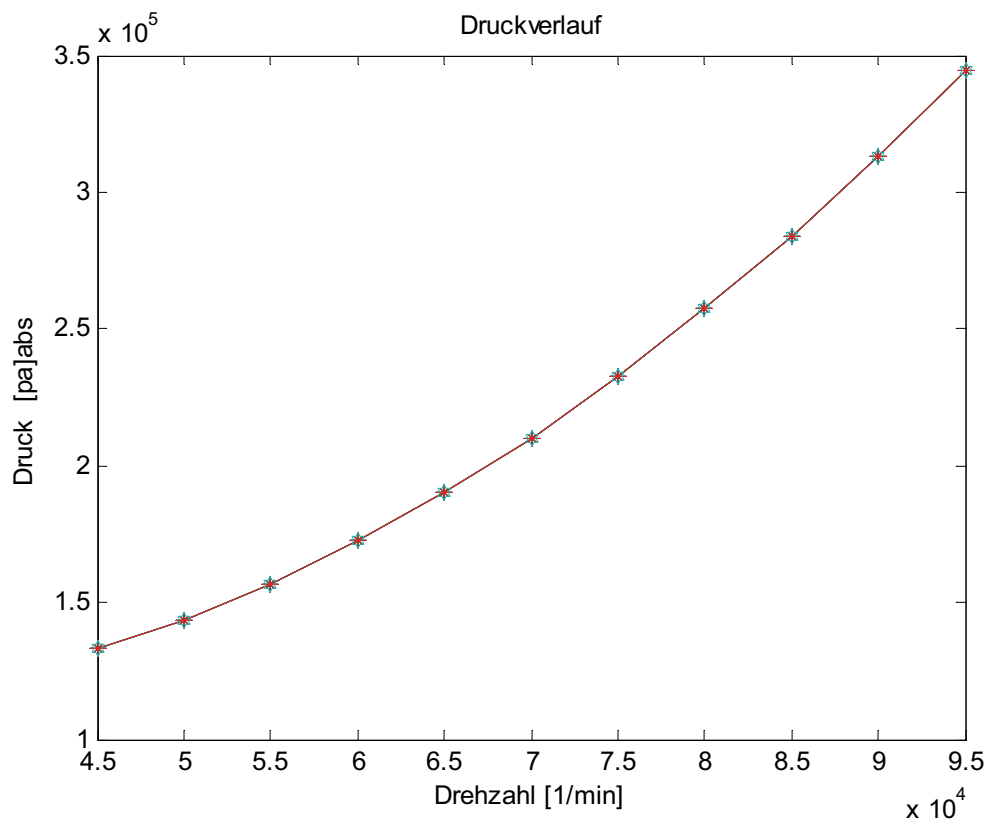


Abbildung 3-16: Druckverlauf an der Stelle „0'“ in Abhängigkeit der Drehzahl

- Des Weiteren liegt das Verhältnis von V und V_{cr} zwischen 0,3 und 1,2.

V_{cr} ist definiert:

$$V_{cr} = \left(\frac{2 \cdot \kappa \cdot T \cdot R}{(\kappa + 1)} \right)^{\frac{1}{2}} \quad \text{Gl. 14}$$

In der Abbildung 3-17 ist das berechnete Verdichterkennfeld dargestellt. In diesem ist der Verdichterstufenaustrittsdruck über den Volumenstrom simuliert. Dabei sind zwei bedeutsame Bereiche des Kennfeldes gekennzeichnet (roter und grüner Kreis)

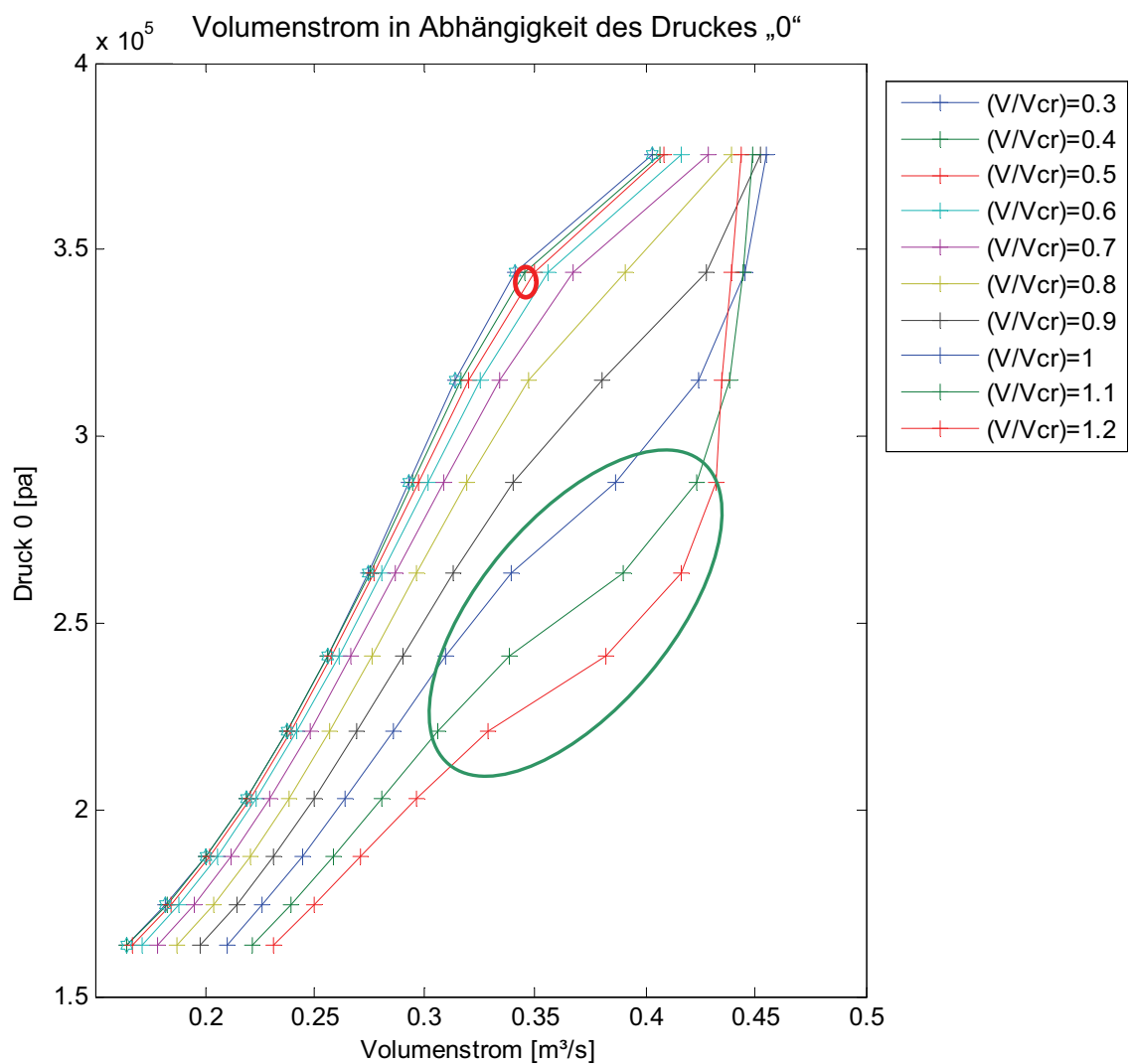


Abbildung 3-17: Druckverlauf an der Stelle „0“ in Abhängigkeit des Volumenstromes

Aus der Abbildung 3-17 ist zu erkennen:

- Das Verdichterkennfeld stellt das theoretisch mögliche Verhältnis von Volumenstrom und Verdichterausgangsdruck für den Radialverdichter der μ -Turbine dar. Bei der Simulation wurden die zwei extremen Arbeitsbereiche Pumpgrenze und maximale Schluckgrenze bestimmt.
- Der nominelle Arbeitspunkt liegt voraussichtlich in dem Bereich des rot gekennzeichneten Kreises im Kennfeld. Dies entspricht den Kenndaten der μ -Turbine und liegt in dem Bereich des Verdichterkennfeldes, welches in der Literatur, vgl. [39], als optimaler Arbeitspunkt beschrieben wird. Der Arbeitspunkt liegt somit bei einem V/V_{cr} -Verhältnis von 0,5 bis 0,6.
- Im rechten Bereich des Kennfeldes ist der unstetige Verlauf der Kennlinien deutlich zu erkennen. Die Schluckgrenze des Verdichters liegt bei großen Volumenströmen ($V/V_{cr} > 1$) und ist durch den grünen Kreis markiert.
- Im linken Bereich des Kennfeldes zeichnet sich bei kleinen Strömungsgeschwindigkeiten ($V/V_{cr} < 0,5$) die Pumpgrenze ab. Dies ergibt sich aus den Verläufen der Kurven, die bei niedrigen Strömungsgeschwindigkeiten ($V/V_{cr} = 0,3$ bis $0,5$) nahezu übereinander liegen.
- Auf den Verdichterausgangsdruck bezogen ist ein Abstand von 3 bis 5 % zwischen dem Arbeitspunkt und der Pumpgrenze erforderlich.
- Der drehzahlabhängige Arbeitspunkt liegt stets nahe an der Pumpgrenze.

Weiterhin ist in der Abbildung 3-18 der Wirkungsgradverlauf über dem Volumenstrom aufgetragen.

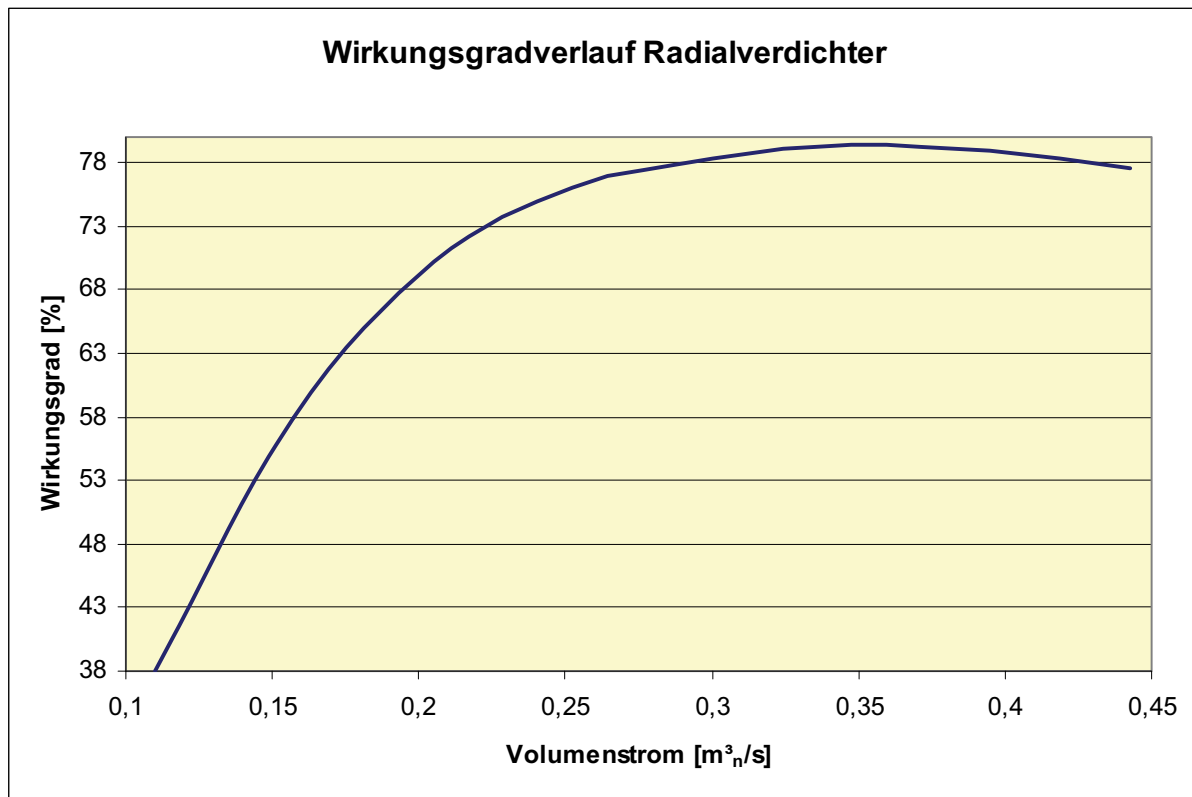


Abbildung 3-18: Wirkungsgradverlauf des Radialverdichters

Die Abbildung zeigt, dass

- bei einem Volumenstrom von $0,35 \text{ m}^3/\text{s}$ würde der maximale Verdichterwirkungsgrad erreicht werden,
- der Arbeitspunkt des Radialverdichters liegt bei einem Volumenstrom von ca. $0,32 \text{ m}^3/\text{s}$.

Zusammengefasst können folgende Aussagen getroffen werden:

Nach den Berechnungen des Verdichterkennfeldes ist es nicht möglich, den Druck nach der Verdichterstufe deutlich zu erhöhen. Es ist davon auszugehen, dass bei einem Anstieg der Strömungsverluste des Gesamtsystems im Vergleich zum Auslegungspunkt, die Verdichterstufe bereits die Pumpgrenze erreicht. Weiterhin zeigen die Berechnungen, dass durch die Verschiebung des Arbeitspunktes der

Verdichtersausgangsdruck nicht erhöht werden kann, da sonst die Pumpgrenze überschritten wird. Zusätzlich ist der Druckanstieg mit einer Verringerung des Volumenstromes verbunden und führt dadurch zusätzlich zu einer Wirkungsgrad-einbuße.

3.4.2 Beschreibung der Radialturbine

Die Radialturbine ist in ihrer Wirkungsweise ein umgekehrter Radialverdichter. Dementsprechend ist diese ähnlich aufgebaut wie der Verdichter.

In der Regel werden Radialturbinen bis zu einem Druckverhältnis von 4:1 eingesetzt. Des Weiteren weist die Radialturbine bei gleichen Umfangsgeschwindigkeiten einen besseren Wirkungsgrad im Vergleich zu einer Axialturbine auf. Weiterhin ermöglicht eine Radialturbine einen größeren Druckabbau. In der Regel sind Radialturbinen im Gegensatz zu Axialturbinen in der Fertigung und Wartung vergleichsweise günstig. Die maximale Turbineneintrittstemperatur ist jedoch wesentlich niedriger als bei einer Axialturbine, da eine Kühlung auf Grund der Bauart nahezu unmöglich ist.

Die heiße Luft tritt über das Leitrad in die Turbine ein. Das Leitrad richtet den Strom so aus, dass die nötige Einlassgeschwindigkeit und -richtung für die Turbine gegeben ist. Der maximale Volumenstrom wird durch den kleinsten Querschnitt und damit durch die größte Strömungsgeschwindigkeit in der Radialmaschine beschränkt.

In der Abbildung 3-19 ist die Radialturbine und in Abbildung 3-20 das Leitrad der Capstone C30 μ -Turbine abgebildet.

Abbildung 3-19: Radialturbine μ -Turbine C30Abbildung 3-20: Turbinenleitrad μ -Turbine C30

Modellierung

Die schematische Darstellung (Abbildung 3-21) der Radialturbine ist nahezu identisch mit der Darstellung des Radialverdichters. Der Unterschied besteht ausschließlich in der Flussrichtung (blauer Pfeil) des Mediums, welche in der Turbine entgegengesetzt zu der im Verdichter ist.

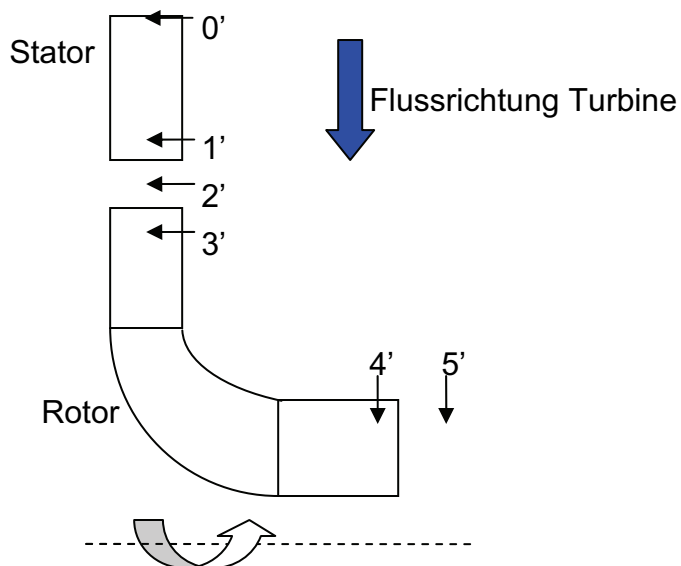


Abbildung 3-21: Schematische Darstellung der Radialturbine

Das Radialturbinenmodell wird äquivalent zum Radialverdichtermodell in zwei wesentliche Bauteile gegliedert. Diese sind der Stator (Leitrad) und der Rotor (Turbine).

Weiterhin wird das Model in fünf Sektoren aufgeteilt:

- „0'“, Eintritt in das Leitrad
- „1'“, Austritt aus dem Leitrad, vor der Radialturbine
- „2'“, Spalt zwischen dem Leitrad (Stator) und der Radialturbine (Rotor)
- „3'“, Eintritt in die Radialturbine
- „4'“, Austritt aus der Radialturbine
- „5'“, Kurz nach dem Austritt aus der Radialturbine

Die Berechnung beginnt an dem Punkt „0'“ und endet am Punkt „5'“. Dabei liegen die Gleichungen 10 bis 13 der Berechnung zu Grunde. Diese sind im Kapitel 3.4.1 ausführlich beschrieben.

Für die Radialturbine wird jedoch kein Kennfeld berechnet, sondern ausschließlich der Wirkungsgradverlauf in Abhängigkeit zum eintretenden Volumenstrom. Das Kennfeld wird nicht berechnet, weil der maximale Volumenstrom nicht erhöht wird und somit nicht überprüft werden muss, ob die Schluckgrenze der Radialturbine ausreichend ist.

Die einzige Möglichkeit den Volumenstrom zu erhöhen ist, die Turbineneintrittstemperatur bei der extern befeuerten μ -Turbine im Gegensatz zum ursprünglichen Zustand anzuheben. Dies ist jedoch nur möglich, wenn die Wirbelschichttemperatur höher als 850 °C angehoben werden kann [40].

Simulationsergebnisse

Als Eintrittsdrücke in das Turbinenleitrad werden die Druckverhältnisse am Verdichteraustritt angesetzt (siehe Abbildung 3-16). Es werden keine Strömungsverluste in den Bauteilen zwischen Verdichter und Turbine berücksichtigt.

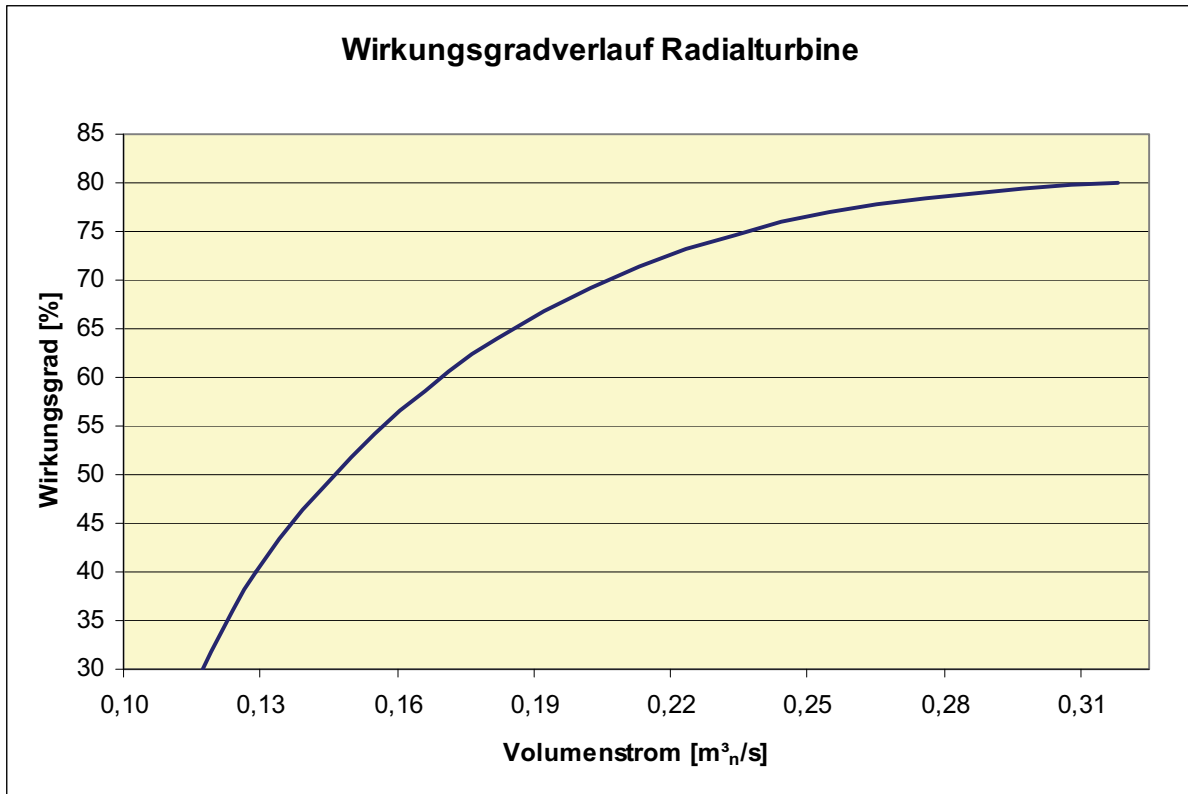


Abbildung 3-22: Wirkungsgradverlauf der Radialturbine

Die Abbildung 3-22 zeigt, dass

- bei einem Volumenstrom von 0,32 m³/s wird der maximale Turbinenwirkungsgrad erreicht.

3.4.3 Zusammenfassung der Berechnungsergebnisse

Der „reale“ Wirkungsgrad der extern befeuerten μ -Turbine wird nach Gleichung 15 auf Grundlage der vorhergegangenen Analysen berechnet.

$$\eta_{real} = \frac{\eta_T \cdot (h_4 - h_5) - \frac{1}{\eta_C} \cdot (h_2 - h_1)}{(h_4 - h_2)} \quad \text{Gl. 15}$$

Dabei fließen sowohl die Ergebnisse der theoretischen Analyse als auch die Wirkungsgradverläufe des Radialverdichters und der –turbine mit ein. Die realen

Wirkungsgradverläufe in Abhängigkeit der Brennkammertemperatur sind in Abbildung 3-23 dargestellt.

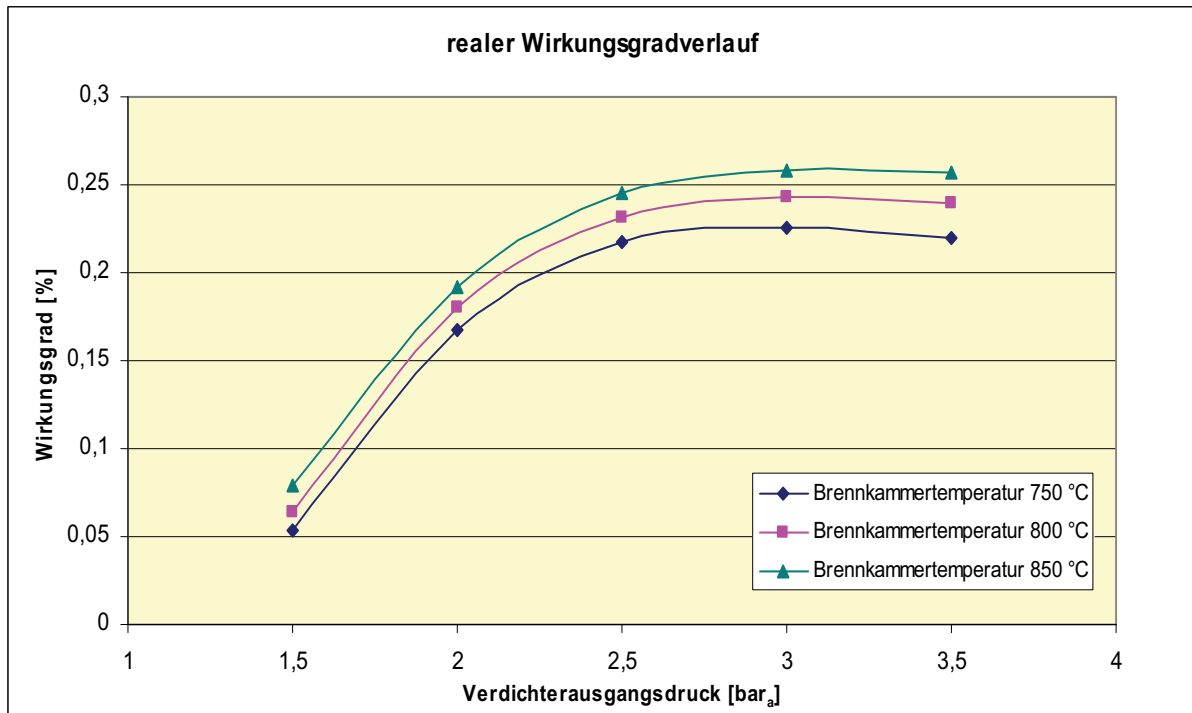


Abbildung 3-23: realer Wirkungsgradverlauf der extern befeuerten μ -Turbine

Die Abbildung zeigt, dass

- mit steigender Brennkammertemperatur ebenfalls der Wirkungsgrad steigt,
- bei niedrigen Brennkammertemperaturen und einem Verdichterausgangsdruck über 3,5 bar_a der Wirkungsgrad wieder fällt.

Eine Erhöhung des Verdichteraustrittsdruckes und eine gleichzeitige Reduzierung der Brennkammertemperatur kann zur Verschlechterung des Wirkungsgrads führen.

3.5 Zusammenfassung der theoretischen Betrachtung und der IST-Situation der μ -Turbine C30

Durch die theoretische Betrachtung und die Bestimmung der IST-Situation der μ -Turbine können folgende Aussagen in Bezug auf den Umbau zu einer extern befeuerten μ -Turbine gemacht werden:

- Eine Reduzierung der Temperatur vor der Turbine um ca. 100 K ist mit einer Reduzierung der elektrischen Leistung verbunden.
- Druckverluste des Gesamtsystems müssen auf ein Minimum reduziert werden, um Leistungseinbußen zu vermeiden und den Verdichter nicht in die Pumpgrenze hineinzufahren. Probleme sind beim Anfahren der Maschine durch das ungünstige Verhältnis von Druck und Volumenstrom zu erwarten.
- Eine deutliche Druckerhöhung nach dem Radialverdichter, zur Anpassung an die Gegebenheiten der externen Brennkammer, ist ohne bauliche Maßnahmen am Verdichter nicht möglich.
- Weiterhin ist bei einer Druckerhöhung davon auszugehen, dass der Wirkungsgrad der extern befeuerten μ -Turbine unter dem der ursprünglichen μ -Turbine liegt.
- Es besteht nur ein geringer Abstand von 3 bis 5 % zwischen dem Arbeitspunkt und der Pumpgrenze bezüglich des Drucks nach der Verdichterstufe.

4 Experimentelle Untersuchung

In der vorherigen theoretischen Analyse wurde gezeigt, dass eine Kopplung von μ -Turbine und SWSF funktionieren kann. Das jedoch nur, wenn die Randbedingungen erfüllt werden. Hier werden zunächst die konstruktiven Umbauten an der μ -Turbine, der Versuchsaufbau und dann die Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen beschrieben. Anschließend wird die μ -Turbinensteuerung an die Randbedingungen der externen Brennkammer angepasst.

4.1 Umbau der Capstone C30 μ -Turbine

Der Umbau der ursprünglichen Capstone μ -Turbine zu einer extern befeuerten μ -Turbine unterliegt den folgenden Überlegungen:

- Möglichst viele ursprüngliche Komponenten der μ -Turbine sollen weiter verwendet werden.
- Der Umbau soll demontierbar sein, um eine möglichst hohe Flexibilität bei einer Begutachtung und die Möglichkeit einer eventuellen Nachbesserung zu gewährleisten. Somit wird der Umbau so konstruiert, dass die notwendigen Elemente durch Steckverbindungen verbunden sind.

Durch die Verwendung der ursprünglichen Komponenten kann auf die bewährte Technik von Capstone zurückgegriffen werden.

Wesentliche Komponenten sind

- der Powerhead
- und die DPC.

Problematisch für den Umbau ist die Tatsache, dass keinerlei technische Zeichnungen bzw. belastbare Informationen über die exakte Luftführung und den Aufbau des „ μ -Turbinen Core's“ zur Verfügung stehen, d.h. es kann nur mit den vorhandenen Skizze (Abbildung 2-1) gearbeitet werden.

Der Focus des Umbaus bezieht sich im Wesentlichen auf die thermodynamischen Randbedingungen. Die Festigkeitsberechnungen des Umbaus werden auf ein Minimum beschränkt und orientieren sich an den AD-Merkblättern.

4.1.1 Konstruktion

Der Original-Core (d.h. das Gehäuse der Turbine) wird aufgeschnitten, um die Luftführung für die externe Brennkammer zu installieren. Dabei ist die prinzipielle Überlegung in der Abbildung 4-1 dargestellt.

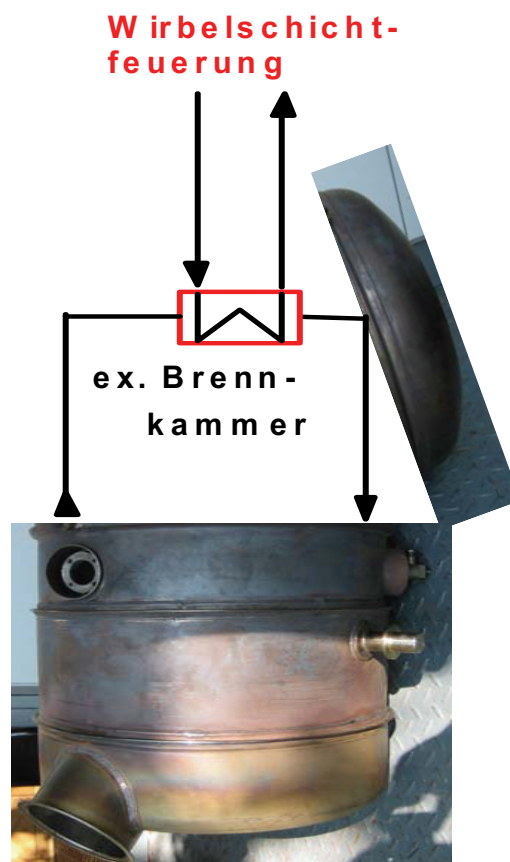


Abbildung 4-1: μ -Turbine mit Umbau Ansatz

Neben dem Öffnen des Core's werden zusätzlich einige Komponenten im Innern des Core's entfernt:

- Die Brennkammer,
- die Halterungen der Düsenstöcke,
- und die Halterung der Zündkerze.

Es ist nicht möglich, die endgültige Position des Trennschnittes zu bestimmen, ohne den Core zu öffnen und die ursprüngliche Luftführung exakt zu analysieren. Aus diesen Gründen wird der Core zuerst am Kopf geöffnet und schrittweise abgetragen. Die Position des letztendlichen Schnitts zeigt die Abbildung 4-2 (rote gestrichelte Linie).



Abbildung 4-2: μ -Turbinen Core C30

Der Schnitt wird so gewählt, dass für die externe Brennkammer unnötige Einbauten wie Befestigungen der Düsenstöcke und Zündkerzen gleichzeitig entfernt werden können.

Den aufgeschnittenen Core zeigt die Abbildung 4-3.

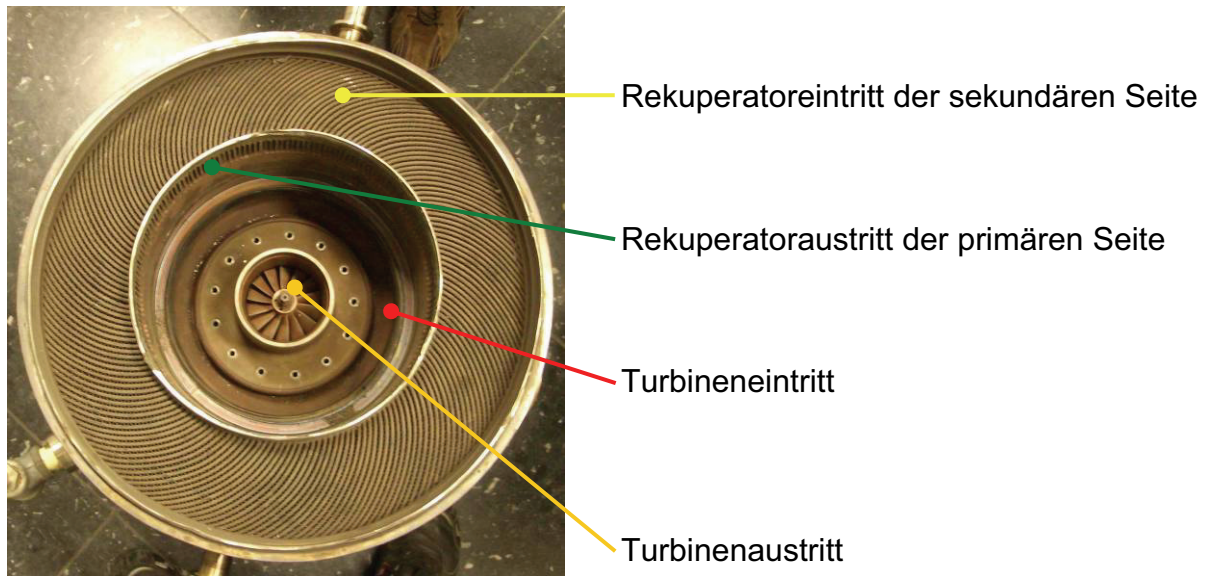


Abbildung 4-3: μ -Turbinen Core aufgeschnitten
mit Powerhead

Nach dem Aufschneiden des μ -Turbinen- Core's müssen folgende Verbindungen und Anschlussmöglichkeiten zur externen Brennkammer (Hochleistungs-Wärmeübertrager) geschaffen werden:

- Anschluss des Rekuperatoraus- und –eintritts in die externe Brennkammer.
- Austritt der externen Brennkammer an den Turbineneintritt.
- Verbindung zwischen dem Turbinenausritt und dem Rekuperatoreintritt sekundärseitig.

Aus den Erkenntnissen, die aus dem Aufschneiden des μ -Turbinen Core's und den Anforderungen der externen Brennkammer gewonnen wurden, wird die Konstruktion des Umbaus entworfen. Diese ist als Rohr in Rohr-Konstruktion konstruiert. Die Abbildung 4-4 zeigt die Konstruktionszeichnung.

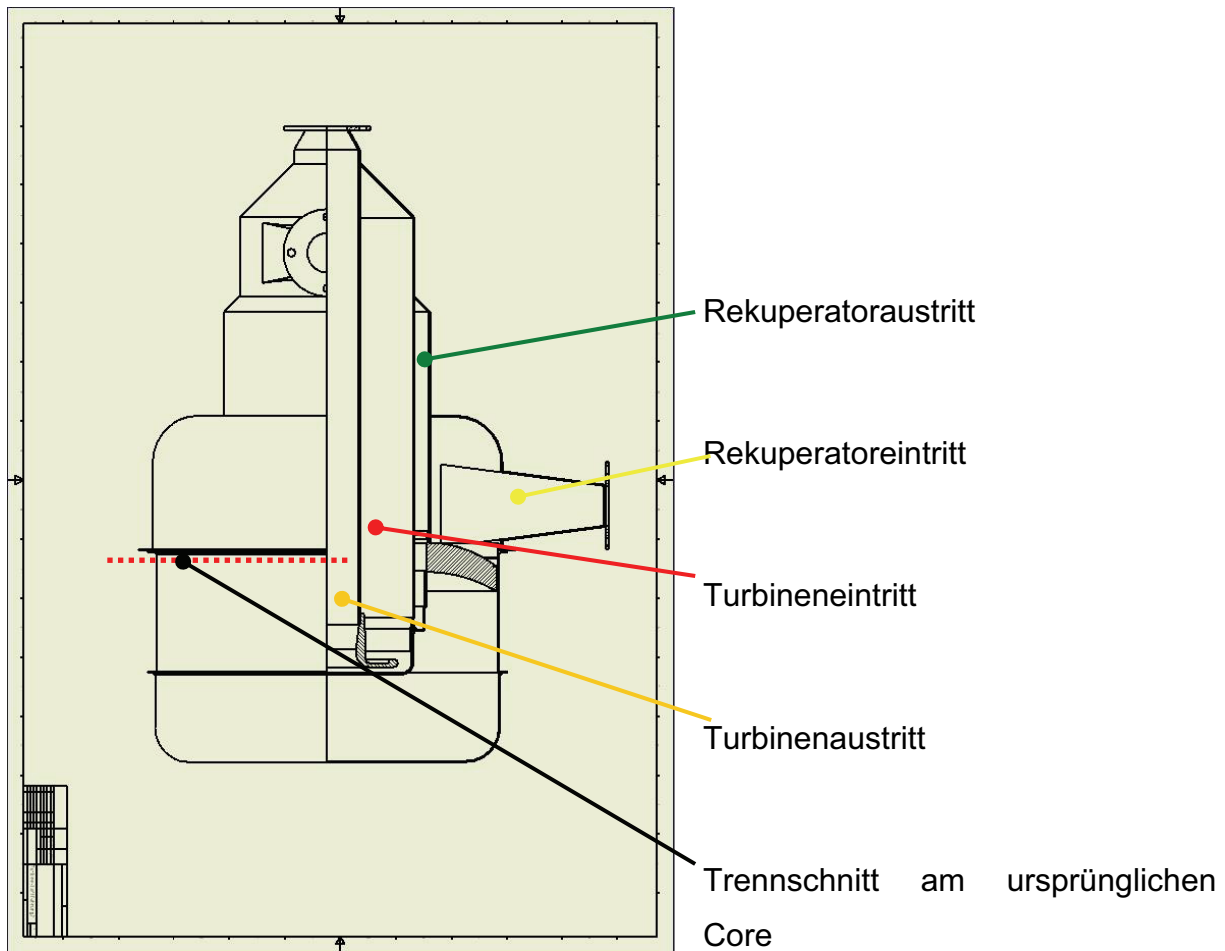


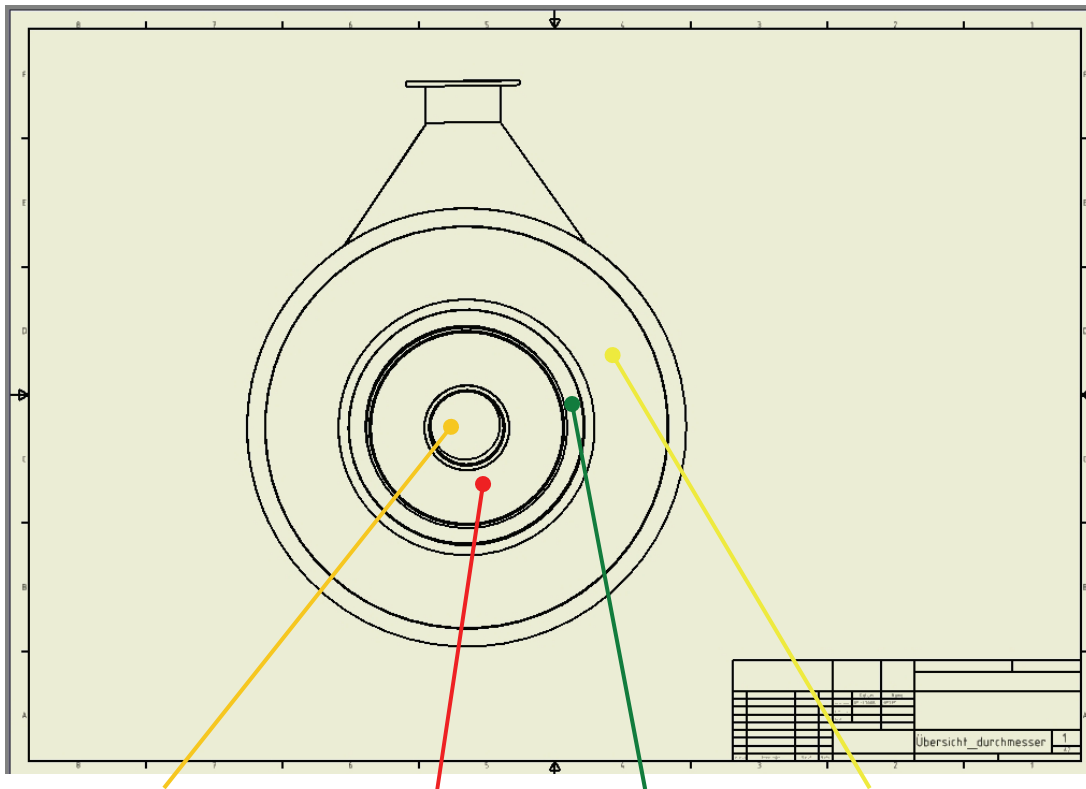
Abbildung 4-4: Konstruktionszeichnung

Der Umbau wird durch eine Flanschverbindung mit dem aufgeschnittenen Core verbunden und mit einer Dichtpackung versehen.

Die Anschlussgrößen des Hochleistungs-Wärmeübertragers sind durch dessen Konstruktion bereits vorgegeben und betragen DN50.

Bei der Fertigung des Umbaus ist Wert auf die koaxiale Ausrichtung und geringste Spalten der durch Steckverbindungen zu verbindenden Komponenten zu legen.

In der Abbildung 4-5 ist zur besseren Verständnis die Rohr in Rohr-Konstruktion in Form einer Untersicht dargestellt.



Turbinenaustritt Turbineneintritt Rekuperatoraustritt Rekuperatoreintritt

Abbildung 4-5: Untersicht des Umbaus

Das äußere Rohr ist der Rekuperatoreintritt der sekundären Seite. Daran schließt sich das Rohr des Rekuperatoraustritts der primären Seite an. An diese Konstruktion schließt sich wiederum das Rohr des Turbineneintritts an. Das innere Rohr ist der Turbinenaustritt.

Da die μ -Turbine mit einem Druck von $3,5 \text{ bar}_a$ und einer maximalen Temperatur von 850°C betrieben werden soll, wird eine Festigkeitsberechnung für den Umbau durchgeführt. Die Festigkeitsberechnung beschränkt sich jedoch ausschließlich auf die Berechnung der erforderlichen Wandstärke an der maximal belasteten Stelle. Neben der Wandstärke wird auf Grundlage dieser Berechnung, die Güte des benötigten Materials bestimmt.

Wanddickenberechnung

Die größte Belastung tritt am Übergang zwischen Rekuperatoraus- und -eintritt auf, da hier die größte Druckdifferenz bei maximalem Durchmesser vorliegt.

In allen Berechnungen ist ein Sicherheitsabstand zu den zu erwartenden Zustandsgrößen (Druck und Temperatur) berücksichtigt. Die Berechnung der erforderlichen Wandstärke wird nach AD-Merkblatt B1 [42] durchgeführt. Die ausführliche Berechnung ist im Anhang beigefügt. Folgende Verhältnisse fließen in die Berechnung ein:

- maximal anliegender Druck von 3 bar_ü
- maximale Temperatur von 600 °C (100 K Sicherheitsabstand, Rekuperatoraustritt) bei gleichzeitig größtem Durchmesser

Als Material wird X 15 CrNiSi 20 12 [43] [45] verwendet.

Die Berechnung ergibt eine erforderliche Wandstärke von 0,5 mm. Da sich 0,5 mm starkes Material auf den vorhandenen Maschinen nur schwer verarbeiten lässt, wird eine Materialstärke von 1,5 mm gewählt. In den Bereichen mit nur geringen Überdrücken und niedrigeren Temperaturen wird der Werkstoff X6CrNiMoTi 17 12 2 [44] [45] verwendet.

Die Abbildung 4-6 zeigt den fertig gestellten Umbau zur extern befeuerten μ -Turbine.

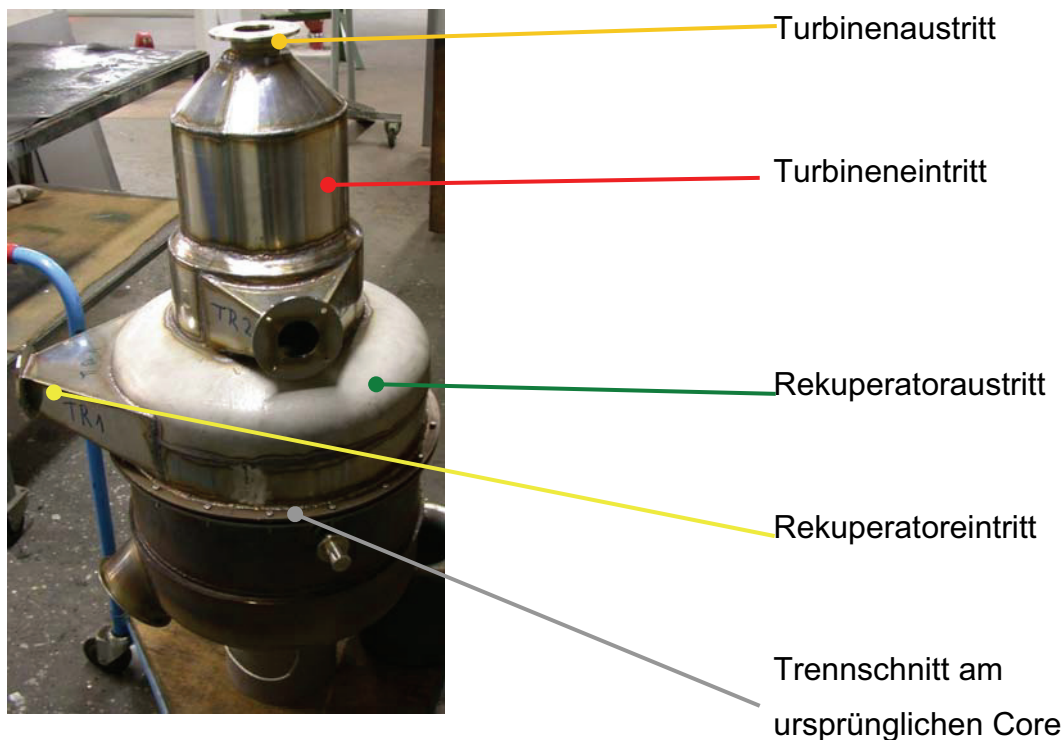


Abbildung 4-6: Umbau der μ -Turbine

4.2 Versuchsaufbau

Der schematische Versuchsaufbau mit Messstellen ist in Abbildung 4-7 dargestellt.

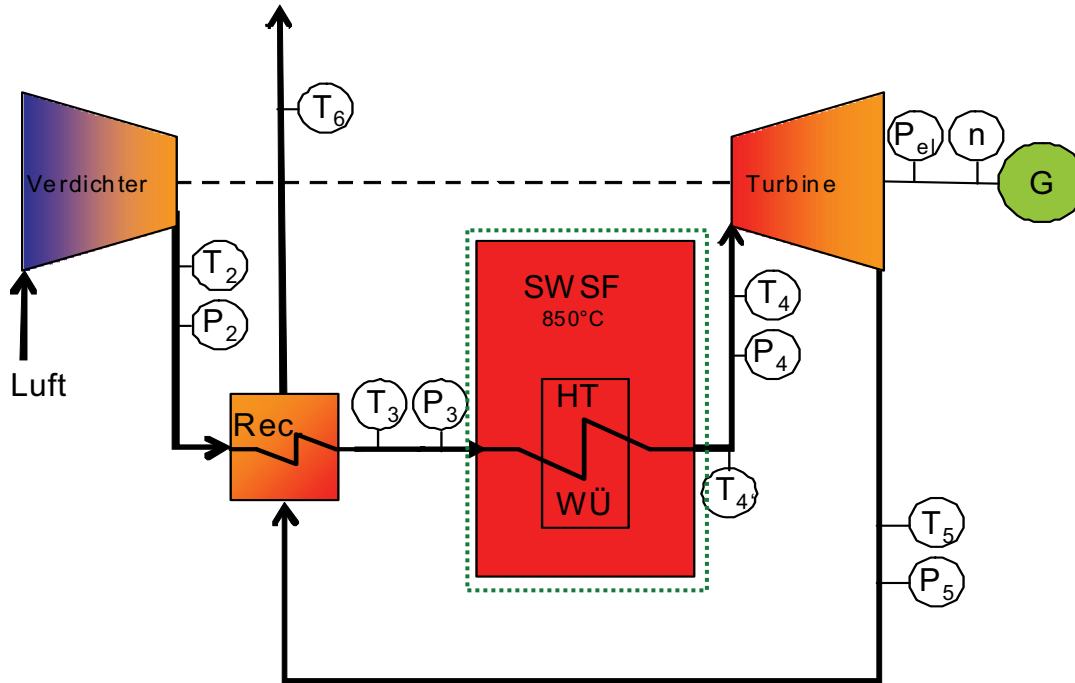


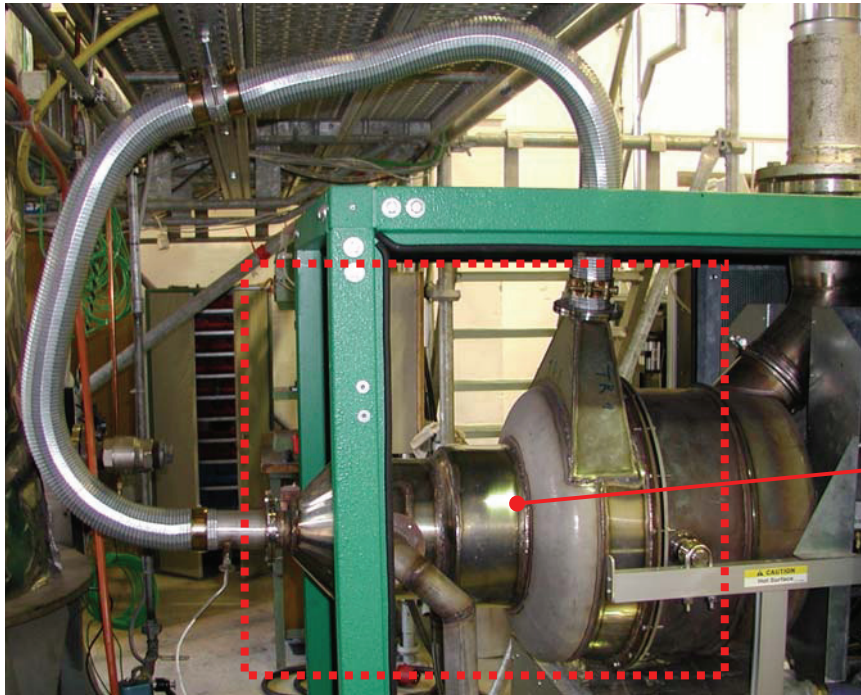
Abbildung 4-7: Schema Versuchsaufbau

Der Versuchsaufbau besteht aus zwei Hauptbestandteilen. Dies sind zum einen die extern befeuerte μ -Turbine und zum anderen die externe Brennkammer, der Hochleistungs-Wärmeübertrager mit SWSF (grün markiert). Zur Bewertung der extern befeuerten μ -Turbine werden neben den internen Messstellen der Turbine noch weitere zusätzliche Messstellen in den Versuchsaufbau integriert. Diese Messstellen sind in Tabelle 2 aufgeführt.

Tabelle 2: Messstellen des Versuchsaufbaus

Messstelle	Bezeichnung	Messwert	Kommentar
nach Verdichter	T_2	Temperatur [$^{\circ}\text{C}$]	externes Messsystem
nach Verdichter	p_2	Druck [bar]	externes Messsystem
nach Rekuperator	T_3	Temperatur [$^{\circ}\text{C}$]	externes Messsystem
nach Rekuperator	p_3	Druck [bar]	externes Messsystem
nach HTWÜ	$T_{4'}$	Temperatur [$^{\circ}\text{C}$]	externes Messsystem
vor Turbine	T_4	Temperatur [$^{\circ}\text{C}$]	externes Messsystem
vor Turbine	p_4	Druck [bar]	externes Messsystem
nach Turbine	T_5 (TeT)	Temperatur [$^{\circ}\text{C}$]	μT - Messsystem
nach Turbine	p_5	Druck [bar]	externes Messsystem
Kamin	T_6	Temperatur [$^{\circ}\text{C}$]	externes Messsystem
elektrische Leistung	P_{el}	P_{el} [kW]	μT - Messsystem
Wellendrehzahl	n	N [min^{-1}]	μT - Messsystem

Zur Umsetzung des Versuchsaufbaus wird der Umbau der extern befeuerten μ -Turbine in den Rahmen der ursprünglichen μ -Turbine eingebaut (Abbildung 4-8). Dadurch ist es nicht notwendig, Änderungen an der Peripherie der μ -Turbine vorzunehmen.



Umbau zur extern
befeuerten μ -Turbine

Abbildung 4-8: Einbausituation der extern befeuerten μ -Turbine

Die extern befeuerte μ -Turbine wird während der experimentellen Untersuchungen im Gegensatz zur ursprünglichen Betriebsweise, Drehzahlregelt gefahren.

4.2.1 Experimentelle Untersuchung des Umbaus

Die erste Versuchsreihe der extern befeuerten μ -Turbine wird mit einem vorhandenen Hochleistungs-Wärmeübertrager durchgeführt (siehe Abbildung 4-9).



Abbildung 4-9: Vorhandener Wärmeübertrager [48]

Obwohl dieser einen wesentlich größeren Druckverlust als den maximal zulässigen aufweist, werden die Versuche dazu genutzt, die theoretische Analyse des maximal zulässigen Druckverlustes der extern befeuerten μ -Turbine zu verifizieren. Des Weiteren wird zum ersten Mal das Betriebsverhalten der umgebauten Capstone μ -Turbine untersucht.

Die Versuchsreihen sind in zwei wesentliche Bereiche aufgeteilt. Dies sind zum einen die Kaltversuche und zum anderen die Heißversuche.

Zu Beginn der Versuchsreihe wird ein sogenannter Kaltversuch durchgeführt, d.h. es findet keine Verbrennung in der Wirbelschichtfeuerung statt.

Kaltversuch

Unmittelbar nach dem Anfahren der extern befeuerten μ -Turbine (Wellendrehzahl 45.000 min^{-1}) ist diese in die Pumpgrenze gefahren.

Da jedoch das Betriebsverhalten trotz dieser Ergebnisse im Kaltversuch ermittelt werden soll, muss der interne μ -Turbinenverdichter durch einen externen Verdichter ersetzt werden.

Heißversuch mit externem Kompressor

Aufgrund der Notwendigkeit des externen Verdichters wird der Versuchsaufbau (Abbildung 4-10) für den Heißversuch wie folgt geändert:

- Der Volumenstrom nach dem Rekuperator wird ins „Freie“ abgeblasen.
- Der Hochleistungs-Wärmeübertrager und anschließend die Turbine werden durch einen externen Verdichter¹ gespeist.

Der geänderte schematische Versuchsaufbau ist in Abbildung 4-10 dargestellt.

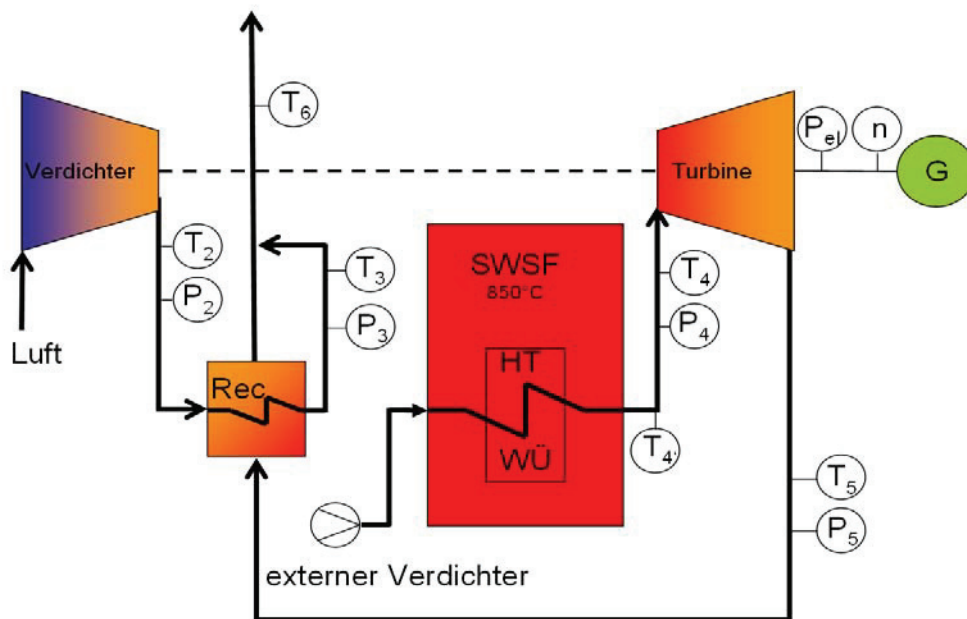


Abbildung 4-10: Verändertes Schema des Versuchsaufbaus

¹ zwei CompAir compressors, (440 kg/h bei 8 bar_ü)

Das Betriebsverhalten der extern befeuerten μ -Turbine während des Versuches ist in der Abbildung 4-11 dargestellt.

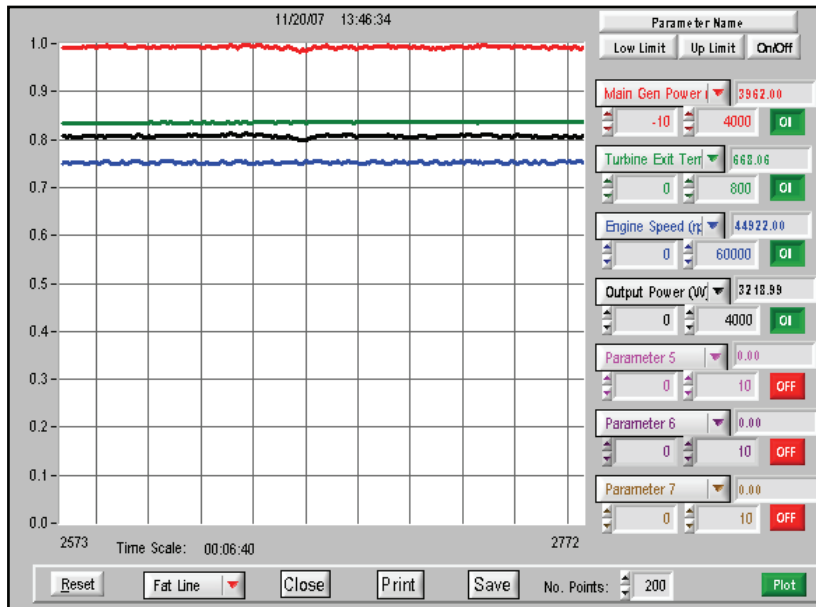


Abbildung 4-11: Ergebnisse der ersten Versuche

Die Abbildung zeigt:

- Die extern befeuerte μ -Turbine speist eine elektrische Leistung von 3,96 kWel ins öffentliche Netz ein. Damit wurde die prinzipielle Funktion der Testanordnung als extern befeuerte μ -Turbine bestätigt.
- Die Turbinenaustrittstemperatur (T_{eT}) beträgt 668 °C.

Zusätzlich werden durch das externe Messsystem die Drücke aufgenommen.

Der maximale Druckverlust des Gesamtsystems der extern befeuerten μ -Turbine und des Hochleistungs-Wärmeübertragers beträgt 1,35 bar.

Der Versuch mit dem externen Verdichter ergibt folgende Erkenntnisse:

- Die μ -Turbine speist während des Betriebes als extern befeuerte μ -Turbine elektrische Energie ins öffentliche Netz ein.
- Die hohe T_{eT} von 668 °C (üblich 620 °C) weist auf eventuelle interne Leckagen der Konstruktion hin. Diese müssen beseitigt werden.

- Der Druckverlust muss deutlich verringert werden, da sonst die extern befeuerte μ -Turbine nicht in der Lage ist, Strom zu generieren. Somit ist die theoretische Analyse bezüglich der maximal zulässigen Druckverluste bestätigt worden. Die μ -Turbine ist nicht in der Lage, so hohe Druckverluste zu überwinden. Stattdessen fährt der Verdichter wie erwartet in die Pumpgrenze.

4.3 Überarbeitung des Umbaus

Zur Behebung der Leckagen und Minderung der Druckverluste wird die extern befeuerte μ -Turbine überarbeitet. Im Rahmen der Überarbeitung wird das Design der Konstruktion in folgenden Punkten geändert:

- Die Verbindung von Turbinenaustritt und Rekuperatoreintritt wird durch eine Rohrleitung realisiert und nicht mehr durch einen temperaturbeständigen und flexiblen Schlauch.
- Die neue Konstruktion ist an drei Stellen teilbar. Damit ist es möglich, diese partiell zu montieren oder zu demontieren. Somit wird die Möglichkeit geschaffen, die einzelnen Baugruppen passgenauer auf den verbleibenden ursprünglichen μ -Turbinen Core zu montieren.
- Der Rekuperatoraustritt wird doppelflutig gestaltet.
- Der Turbinenaustritt wird ebenfalls doppelflutig gestaltet.

Die Abbildung 4-12 zeigt die Zeichnung des überarbeiteten Umbaus.

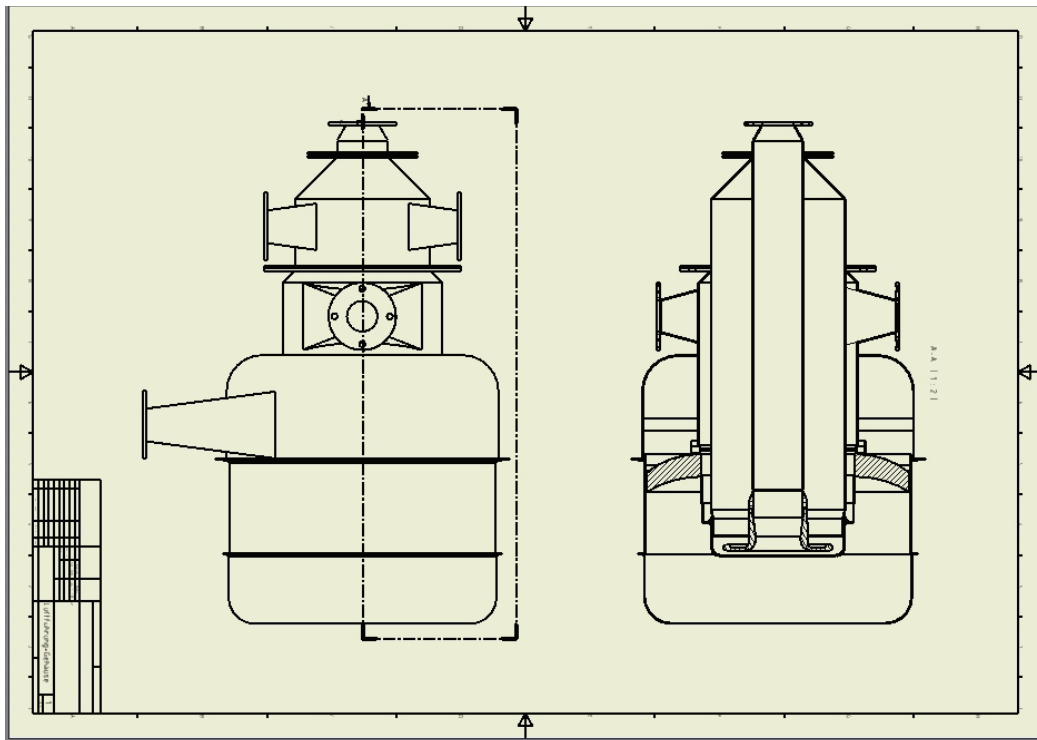


Abbildung 4-12: Konstruktionsskizze des überarbeiteten Umbaus

Im Rahmen der Veränderung des Umbaus wird die Festigkeit weiterer Bauteile überprüft. Dies sind im Einzelnen:

- Flanschblatt
- Flanschschrauben

Flanschdickenberechnung:

Die Stärke des Flanschblattes wird nur für die maximal belastete Stelle bestimmt. Dies ist die Verbindung der Rohre des Turbineneintrittes und des Rekuperatoraustritts auf der primären Seite. Die Berechnung des Flanschblattes erfolgt nach dem AD-Merkblatt B8 [46].

Die Berechnung ergibt eine Flanschblattstärke von 7,7 mm. Gewählt wird eine Flanschblattstärke von 10 mm aus dem Werkstoff X6CrNiMoTi 17 12 2 [44].

Schraubenberechnung:

Die benötigten Schraubenabmessungen werden nach dem AD-Merkblatt B7 [47] bestimmt. Dadurch ergibt sich ein Minstdurchmesser der Schrauben von 10 mm.

Alle Berechnungen sind im Anhang beigefügt.

Die Abbildung 4-13 zeigt den Umbau der μ -Turbine.

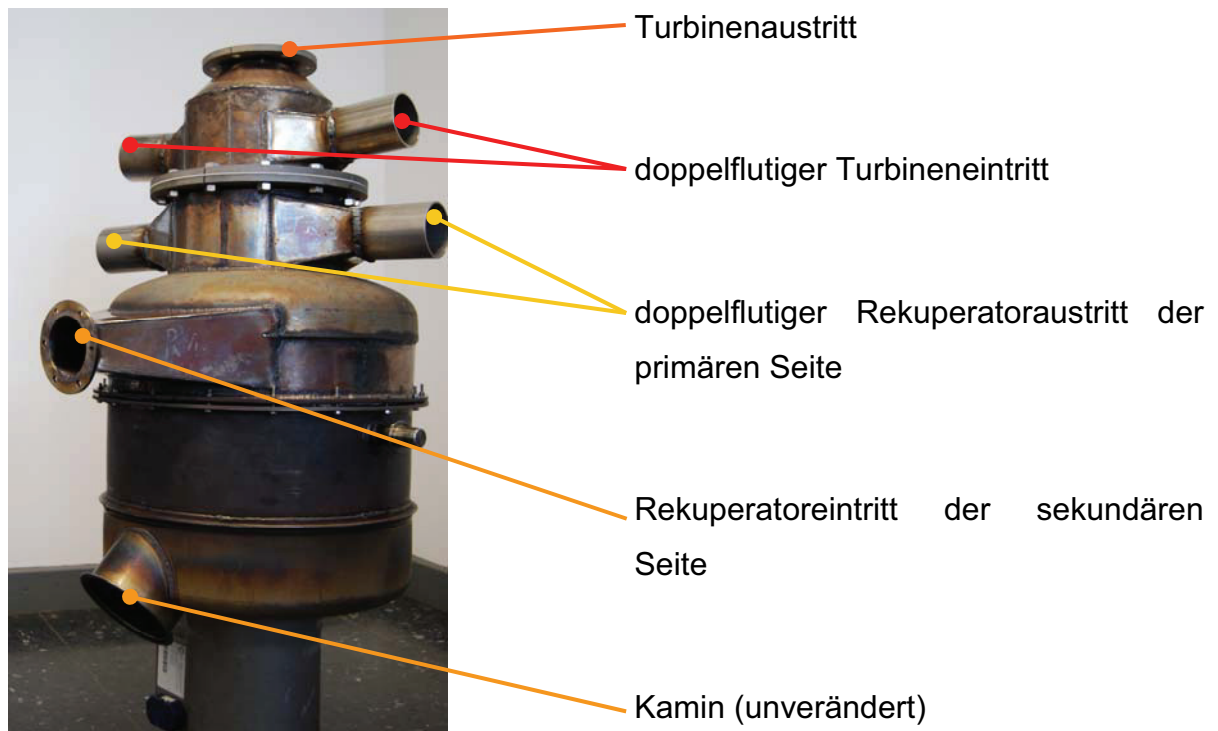


Abbildung 4-13: Fertiger μ -Turbinenumbau

Obwohl ein Wärmestrom zwischen den einzelnen Rohren aufgrund des unterschiedlichen Temperaturniveaus zu erwarten ist, wird zu diesem Zeitpunkt keine Wärmedämmung zwischen den einzelnen Rohren vorgesehen.

Den Einflüssen der „voraussichtlichen Schwachstellen“ wird in weiteren experimentellen Versuchen nachgegangen.

Neben der extern befeuerten μ -Turbine wird ebenfalls der Hochleistungs-Wärmeübertrager gemäß den Anforderungen, den Druckverlust zu minimieren, überarbeitet. Der überarbeitete druckverlustreduzierte Hochleistungs-Wärmeübertrager ist in Abbildung 4-14 dargestellt.



Abbildung 4-14: Überarbeiteter Hochleistungs- Wärmeübertrager [48]

Überarbeiteter Versuchsaufbau:

Neben den Veränderungen am Umbau der extern befeuerten μ -Turbine wird eine weitere Messstelle zur Volumenstrommessung in den Versuchsaufbau integriert (s. Tabelle 3).

Tabelle 3: erweiterte Messstelle des Versuchsaufbaus

Messstelle	Bezeichnung	Messwert	Kommentar
Im Kamin	w_6	Geschwindigkeit[m/s]	externes Messsystem

Die Volumenstrommessstellen sollen zur besseren Bewertung der μ -Turbine dienen, insbesondere der Vermessung der Verdichterkennlinie und deren Veränderung durch den Umbau der μ -Turbine.

Des Weiteren sind zwei Bypässe in den Versuchsaufbau eingesetzt. Der erste dient dazu, die μ -Turbine stoppen zu können ohne die Wirbelschichtfeuerung herunterfahren zu müssen. Denn die Regelcharakteristik der Wirbelschicht ist wesentlich träger als die der μ -Turbine. Der Bypass ist zwischen dem Wärmeübertragereintritt und dem Wärmeübertrageraustritt installiert.

Der zweite Bypass verbindet den Raum hinter dem Verdichter mit dem Kamin. Dieser muss installiert werden, um den Anfahrvorgang während der Phase des ungünstigen Verhältnisses zwischen Volumenstrom zu Druck eventuell zu unterstützen. Mögliche Probleme, welche beim Anfahrvorgang auftreten können, wurden bereits in Kapitel 2.1.2 aufgezeigt.

Der fertige Versuchsaufbau nach der Überarbeitung der extern befeuerten μ -Turbine ist in der Abbildung 4-15 zu sehen.

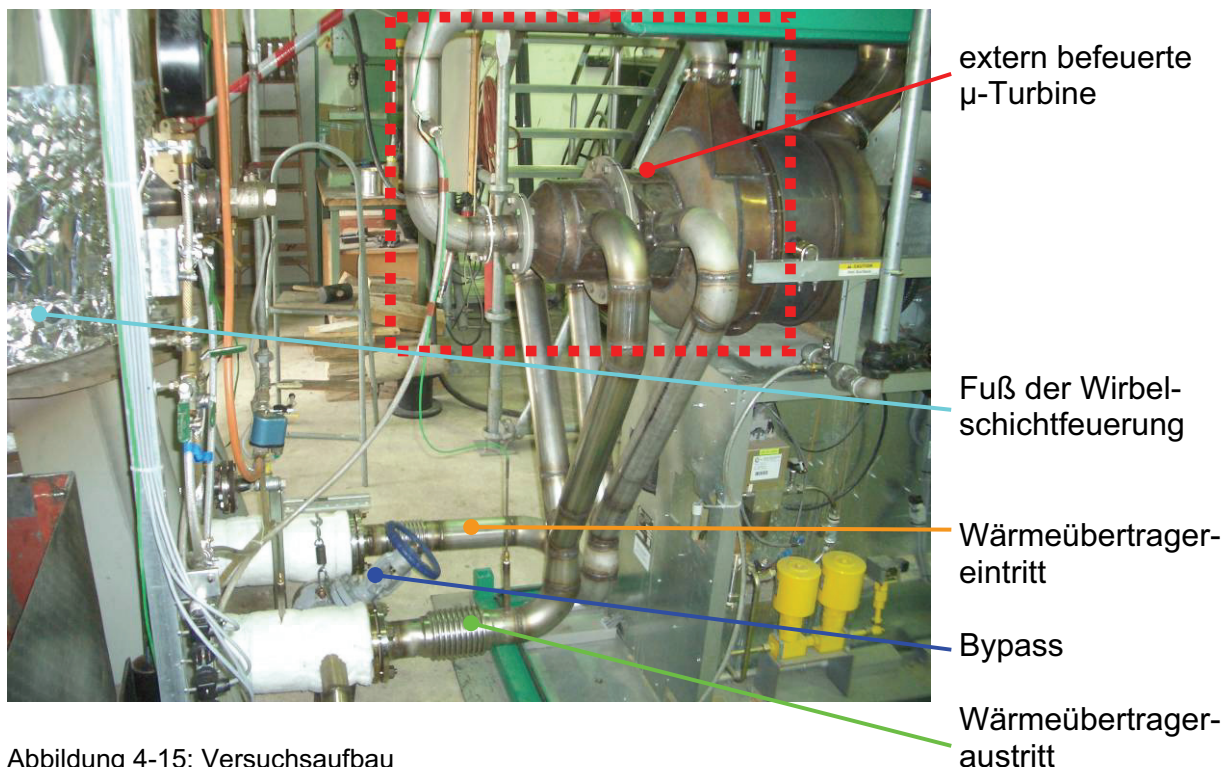


Abbildung 4-15: Versuchsaufbau

Um den gegenseitigen Einfluss durch Schwingungen und thermische Längenänderungen möglichst gering zu halten, werden Kompensatoren in die Verbindungsrohrleitung installiert. Diese befinden sich jeweils am Wärmeübertragereintritt und –austritt.

Die Abbildung 4-16 zeigt den Versuchsaufbau mit Wärmedämmung.



extern befeuerte μ -Turbine und Rohranschlüsse mit angebrachter Wärmedämmung

Abbildung 4-16: Versuchsaufbau mit Wärmedämmung

Die Verbindung der extern befeuerten μ -Turbine mit dem Hochleistungswärmeübertrager ist nur durch Rohrleitungen zu realisieren. Diese müssen jedoch durch den freien Raum geführt werden. Da die Luft in den Rohren zum Wärmeübertrager eine Temperatur von bis zu 500 °C aufweist und mit einer Temperatur von über 800 °C aus dem Wärmeübertrager austritt, weisen diese eine hohe Oberflächentemperatur auf und müssen sehr gut isoliert werden, um Wärmeverluste so weit wie möglich zu vermeiden.

Durch die Isolierung werden zwei wesentliche Aufgaben erfüllt.

- Reduzierung des Wärmeverlustes
- Betriebssicherheit (Verbrennungsgefahr)

Der Versuchsaufbau ist so gestaltet, dass sowohl der μ -Turbinenumbau als auch die externe Brennkammer, d.h. der Wärmeübertrager in der Wirbelschicht, untersucht werden können. Durch die Analyse der Messdaten kann später eine genaue Bewertung der einzelnen Bauteile vorgenommen werden.

4.3.1 Experimentelle Untersuchung des überarbeiteten Umbaus

Im Rahmen der experimentellen Untersuchungen des überarbeiteten Umbaus werden erneut Kalt- wie auch Heißversuche durchgeführt.

Während des Kaltversuchs wird die Drehzahl stufenweise von 45.000 min^{-1} auf die maximale Wellendrehzahl gesteigert. Primär wird bei den Kaltversuchen überprüft, ob die Pumpgrenze während des Anfahrvorgangs auch nach dem Umbau überschritten wird. Ebenfalls wird der Volumenstrom im Kamin in Abhängigkeit der Wellendrehzahlen gemessen. Aus den Ergebnissen des Kaltversuchs wird dann das voraussichtliche Betriebsverhalten der extern befeuerten μ -Turbine während des Heißversuches abgeleitet.

Während des Anfahrens der SWSF wird der μ -Turbine eine Wellendrehzahl von 45.000 min^{-1} durch die Steuerung vorgegeben. Somit ist gewährleistet, dass der Wärmeübertrager kontinuierlich durchströmt wird und dadurch keine thermischen Spannungen erleidet.

Nachdem der Anfahrvorgang der SWSF abgeschlossen ist, wird die Drehzahl der μ -Turbine stufenweise von 45.000 auf 96.000 min^{-1} hochgefahren. Dabei werden die verschiedenen Parameter (elektrische Energie, Temperaturen und Drücke) gemessen und dokumentiert.

Kaltversuch

Während des Anfahrens der μ -Turbine gibt es keinerlei Anzeichen dafür, dass der Verdichter die Pumpgrenze wieder überschreitet. Dieses Phänomen ist lediglich noch beim Abfahren der μ -Turbine zu beobachten. Um dem entgegenzuwirken wird beim Abfahrvorgang der Bypass nach dem Verdichter geöffnet.

Das Ergebnis der Messung des Volumenstroms im Kamin in Abhängigkeit des Verdichteraustrittsdrucks ist in Abbildung 4-17 dargestellt.

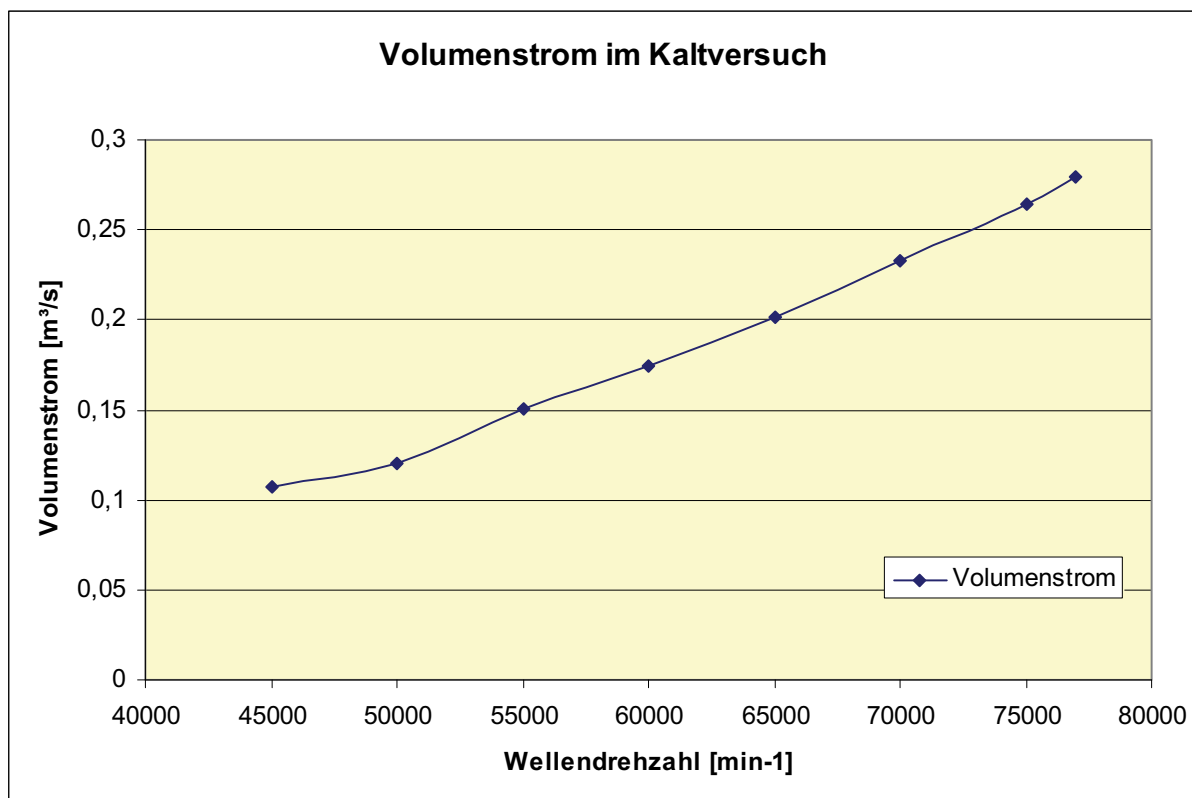


Abbildung 4-17: Volumenstrom über die Drehzahl

Die Abbildung zeigt:

- Der Verlauf des Diagramms weist einen nahezu linearen Verlauf auf. Dies entspricht dem ursprünglichen Charakter der μ -Turbine (s. Kapitel 2.1.2)
- Durch die nahezu identische Charakteristik des Volumenstromverlaufes über die Drehzahl ist davon auszugehen, dass auch im Heißversuch mit steigender Drehzahl die generierte Leistung steigt.

- 77.000 min^{-1} ist die maximale Drehzahl der Kaltversuche. Bei dieser Wellendrehzahl wird eine elektrische Leistung von 28 kWel durch die μ -Turbine aus dem Netz aufgenommen. Aus Sicherheitsgründen ist dies die maximale elektrische Leistung, die die μ -Turbine aus dem Netz aufnehmen kann.

Das Ergebnis der Kaltversuche zeigt, dass die extern befeuerte μ -Turbine im „kalten Zustand“ ein ähnliches Betriebsverhalten aufweist wie die ursprüngliche μ -Turbine vor dem Umbau. Daher kann davon ausgegangen werden, dass dieses vergleichbare Betriebsverhalten auf die Heißversuche übertragbar ist.

Heißversuche

Die elektrische Leistung in Abhängigkeit von der Wellendrehzahl der extern befeuerten μ -Turbine ist in Abbildung 4-18 dargestellt.

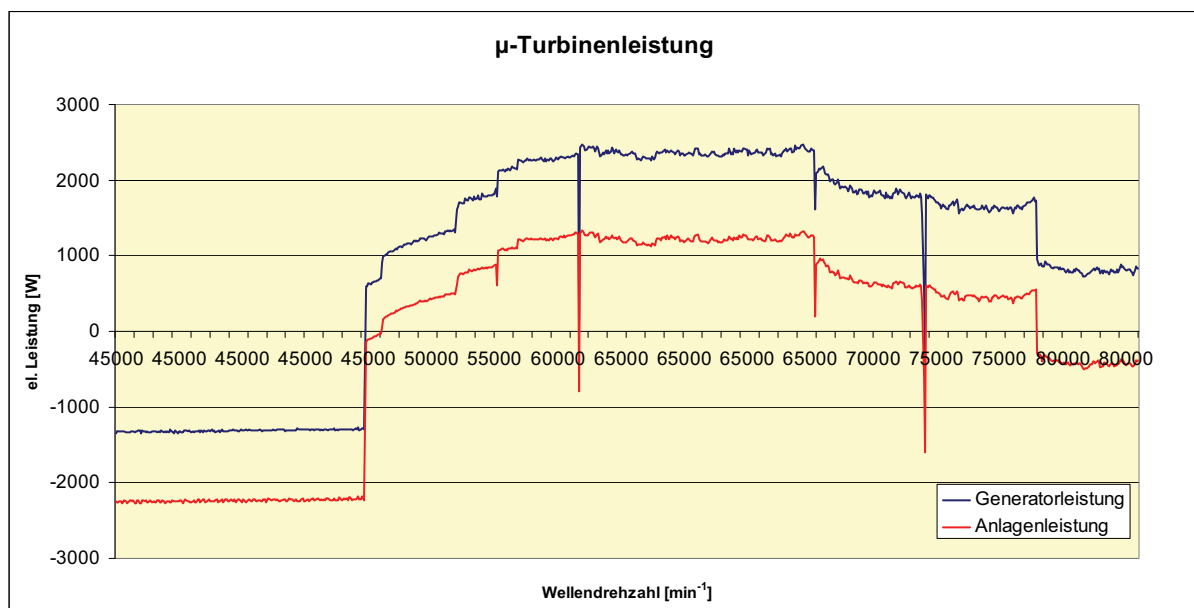


Abbildung 4-18: Leistungsverlauf des ersten Versuches

Die Abbildung zeigt:

- die erzeugte Leistung des Generators (blaue Kurve)
- die elektrische Leistung, welche ins elektrische Netz eingespeist wird (rote Kurve)

Auffallend ist die relativ niedrige Generatorleistung mit einem maximalen Wert von ca. 2,3 kW_{el}. Nach den Berechnungen des Gasturbinenprozesses (s. Kapitel 3.3) und den Versuchen von Talbott (s. Kapitel 2.3) sollte die Generatorleistung wesentlich höher sein.

Ab einer Drehzahl von 65.000 min⁻¹ erfolgt keine Leistungssteigerung mehr, sondern die Leistung fällt wieder ab. Dieses Verhalten steht im Widerspruch zur Charakteristik der μ -Turbine.

Des Weiteren sind die Temperaturverläufe in Abhängigkeit zur Wellendrehzahl an den verschiedenen Messstellen in Abbildung 4-19 aufgetragen.

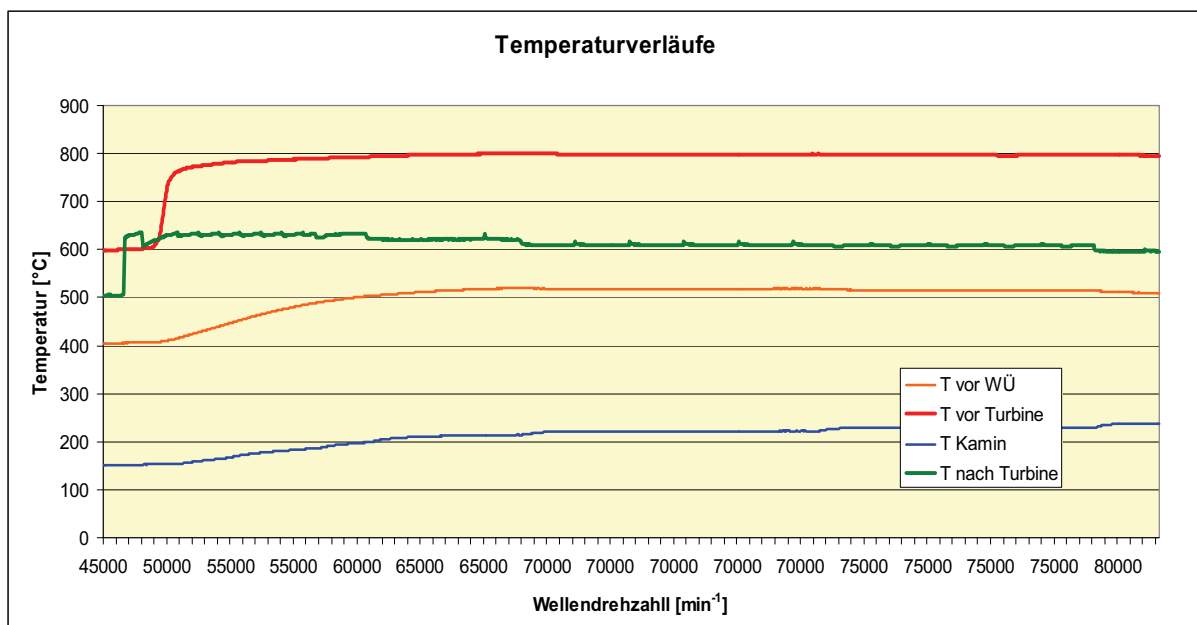


Abbildung 4-19: Temperaturverlauf

Die Abbildung zeigt:

- Die rote Linie stellt den Temperaturverlauf am Turbineneintritt (T_4) dar. Die Temperatur liegt nahezu konstant bei 800 °C. Dieser Wert wurde auch im Vorfeld aufgrund der wärmetechnischen Auslegung des Hochleistungs-Wärmeübertragers erwartet.

- Die grüne Linie zeigt, dass die Turbinenaustrittstemperatur (T_5) einen nahezu konstanten Verlauf von ca. 620 °C aufweist, wobei die Temperatur bei höherer Drehzahl stärker abfallen sollte, entsprechend den Herstellerangaben [28] und der theoretischen Analyse.
- Die Temperaturen nach dem Rekuperator (T_3) (orange Linie) und im Kamin (blaue Linie) entsprechen nahezu den Herstellerangaben.

Vergleicht man die Temperaturverläufe, ist zu erkennen, dass diese kein identisches Betriebsverhalten aufweisen, wie dies bei der ursprünglichen μ -Turbine (siehe Kapitel 2.1.2) der Fall ist. Dies lässt jedoch keine Rückschlüsse auf die niedrige Generatorleistung zu.

Um Rückschlüsse über die Druckverhältnisse und –verluste tätigen zu können, sind die Drücke in Abhängigkeit der Drehzahl gemessen worden und in der Abbildung 4-20 dargestellt.

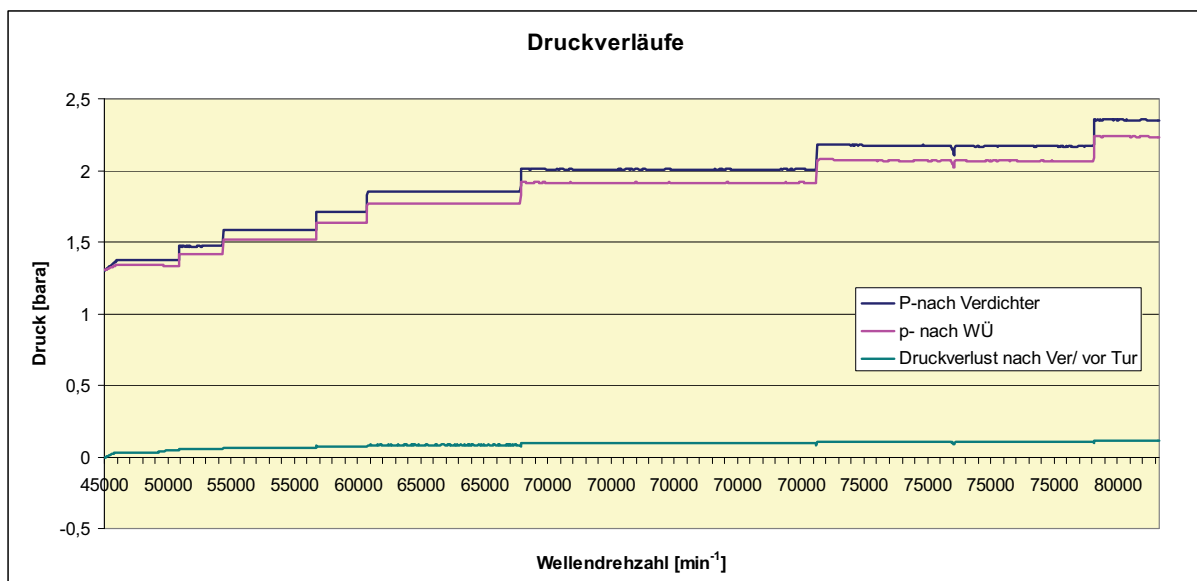


Abbildung 4-20: Druckverlauf

Die Abbildung zeigt:

- Der Verlauf der Drücke nach dem Verdichter (P_2) (blaue Linie) und nach dem Wärmeübertrager (P_4) (rosa Linie) weisen einen treppenförmigen Verlauf auf.

Dieser Verlauf ist durch die schrittweise Anhebung der Wellendrehzahl zu begründen.

- Der Druck nach dem Verdichter ist jedoch nicht mit der Verdichterdruckkennlinie der ursprünglichen μ -Turbine identisch (s. Kapitel 2.1.2). Die Drücke müssten einen höheren Wert aufweisen.
- Auch der Druckverlauf vor der Radialturbine (rosa Linie) zeigt einen nur geringen Druckunterschied zum Druck nach dem Radialverdichter auf. Der Unterschied kommt durch den Druckverlust in dem Umbau und dem Hochleistungs-Wärmeübertrager zustande.

Auch im Verlauf der Drücke nach dem Radialverdichter oder vor der -turbine ist keine deutliche Abweichung zu den ursprünglichen Werten der μ -Turbine zu erkennen, die eine so große Leistungseinbuße erklären würden.

Fazit der experimentellen Untersuchungen

Die Messdaten ergeben keine Anhaltspunkte gravierender Schwachstellen, die die Leistungseinbuße erklären würden. Es wird deshalb eine rechnerische Analyse möglicher interner Leckströme durchgeführt. Diese Berechnung erfolgt für Drehzahlen von 70.000 min^{-1} und 80.000 min^{-1} .

Folgende Annahmen werden getroffen:

- Die Wirkungsgrade von Verdichter und Turbine werden den Berechnungen aus den Kapiteln 3.4 und 3.4.2 entnommen.
- Der Isentropenexponent (κ) wird mit 1,4 eingesetzt.
- Der Massenstrom der Radialturbine wird in Bezug auf den Massenstrom des Radialverdichters schrittweise reduziert, um so einen Leckagestrom bewerten zu können.

Die weiteren Werte zur Berechnung sind in den Tabellen 4 und 5 zusammengefasst.

Tabelle 4: Parameter der Berechnung des Verdichters

Verdichter	70.000 min-1	80.000 min-1	Quelle
p_1 [bar]	1	1	Annahme ²
p_2 [bar]	2	2,34	Messdaten ³
T_1 [K]	293	293	Annahme ²
\dot{m} [kg/s]	0,14	0,21	Messdaten ³
$\eta_{\text{Radialverdichter}}$ [%]	75	75	Berechnung ⁴

Tabelle 5: Parameter der Berechnung der Turbine

Turbine	70.000 min-1	80.000 min-1	Quelle
p_4 [bar]	1,94	2,273	Messdaten ³
p_5 [bar]	1,035	1,049	Messdaten ³
T_4 [K]	1084	1080	Messdaten ³
\dot{m} [kg/s]	0,14	0,21	Messdaten ³
$\eta_{\text{Radialverdichter}}$ [%]	80	80	Berechnung ⁵

² Die Daten wurden angenommen: Umgebungstemperatur 20 °C

³ Gemessene Werte aus dem Versuch

⁴ Berechnung aus Kapitel 3.4

⁵ Berechnung aus Kapitel 3.4.2

Die Abbildung 4-21 zeigt die Leistungsverluste der extern befeuerte μ -Turbine in Abhängigkeit eines internen Leckstroms.

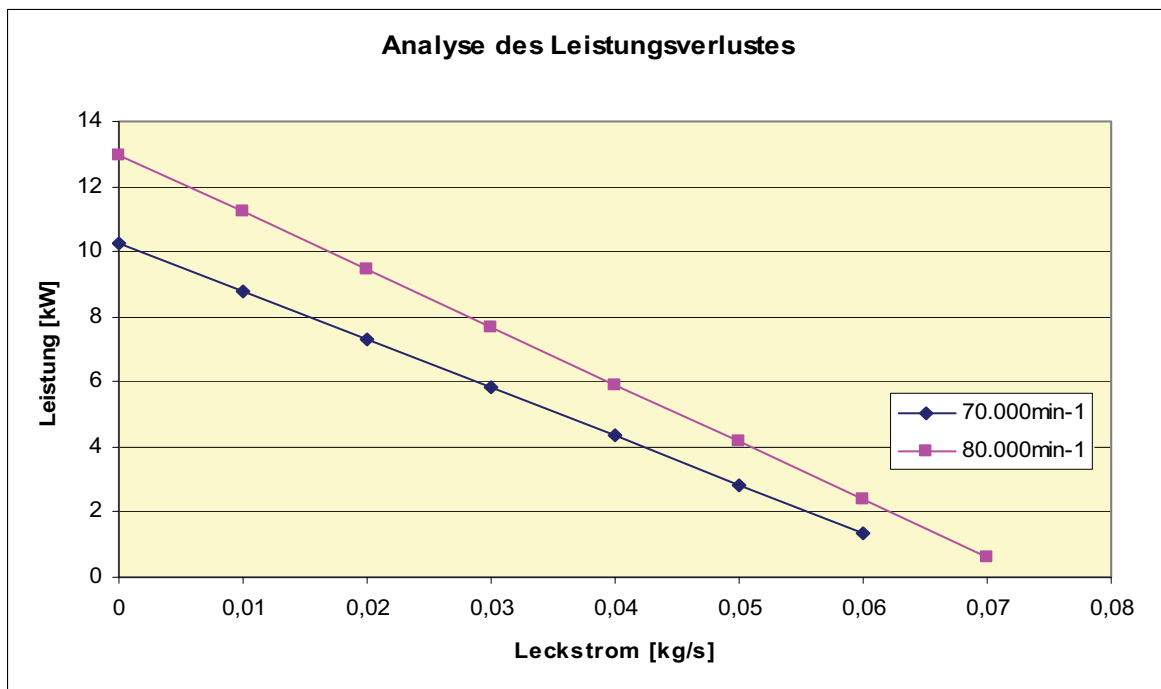


Abbildung 4-21: Analyse der Leistungsverluste

Der Abbildung ist zu entnehmen:

- Die rosa Linie zeigt die theoretischen Leistungsverluste über den Leckstrom bei einer Wellendrehzahl von 70.000 min^{-1} auf. Die zu erwartende Generatorleistung bei dieser Drehzahl liegt bei ca. $10 \text{ kW}_{\text{el}}$. Die tatsächliche Generatorleistung liegt jedoch bei $1,8 \text{ kW}_{\text{el}}$. Dies bedeutet, es gibt wahrscheinlich einen internen Leckstrom von ca. $0,06 \text{ kg/s}$.
- Das gleiche Betriebsverhalten ist bei einer Wellendrehzahl von 80.000 min^{-1} zu erkennen. Da jedoch bei höherer Drehzahl auch der Druck höher ist, ist somit ein noch größerer Leckstrom wahrscheinlich. Zu erwarten wäre eine Generatorleistung von ca. $13 \text{ kW}_{\text{el}}$. Es liegen jedoch nur rund $1,6 \text{ kW}_{\text{el}}$ vor. Somit ergibt sich bei einer Drehzahl von 80.000 min^{-1} ein wahrscheinlicher Leckstrom von ca. $0,07 \text{ kg/s}$.

Die theoretische Analyse zeigt, dass ein interner Leckstrom im μ -Turbinenumbau ein plausibler Grund für die niedrige Generatorleistungsausbeute ist.

Nachbesserung des Umbaus

In der Konstruktion gibt es nur zwei mögliche Stellen, an denen eventuelle Leckagen auftreten könnten. Diese sind:

1. Der Übergang von Rekuperatoreintritt zu Rekuperatoraustritt.
2. Der Übergang Turbineneintritt zu Rekuperatoraustritt.

Diese möglichen Leckagestellen sind in der Abbildung 4-22 aufgezeigt.

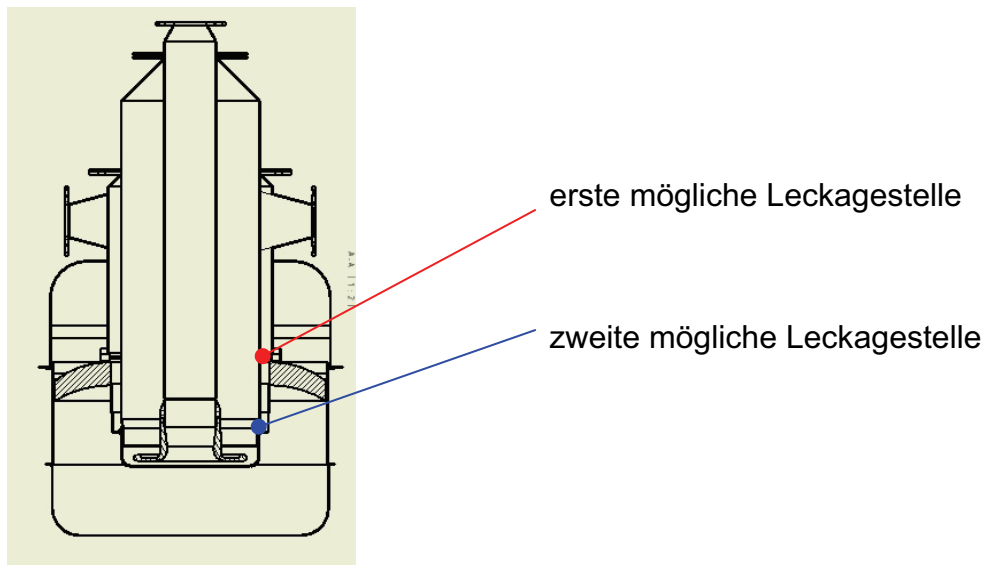


Abbildung 4-22: mögliche Leckagen

Um höhere Generatorleistungen zu erzielen, muss eine weitere Nachbesserung des Umbaus erfolgen. Dies bedeutet, dass die möglichen Leckagestellen abgedichtet werden müssen.

4.3.2 Veränderungen zur Abdichtung der internen Leckströme

Zur Minimierung des Leckstroms wird eine Abdichtung zwischen dem Rohr des Rekuperatoraustritts und des Turbineneintritts eingebracht (Abbildung 4-23). Dies ist an dieser Stelle möglich, weil ausreichend Platz zur Verfügung steht um die Dichtung einzubringen.

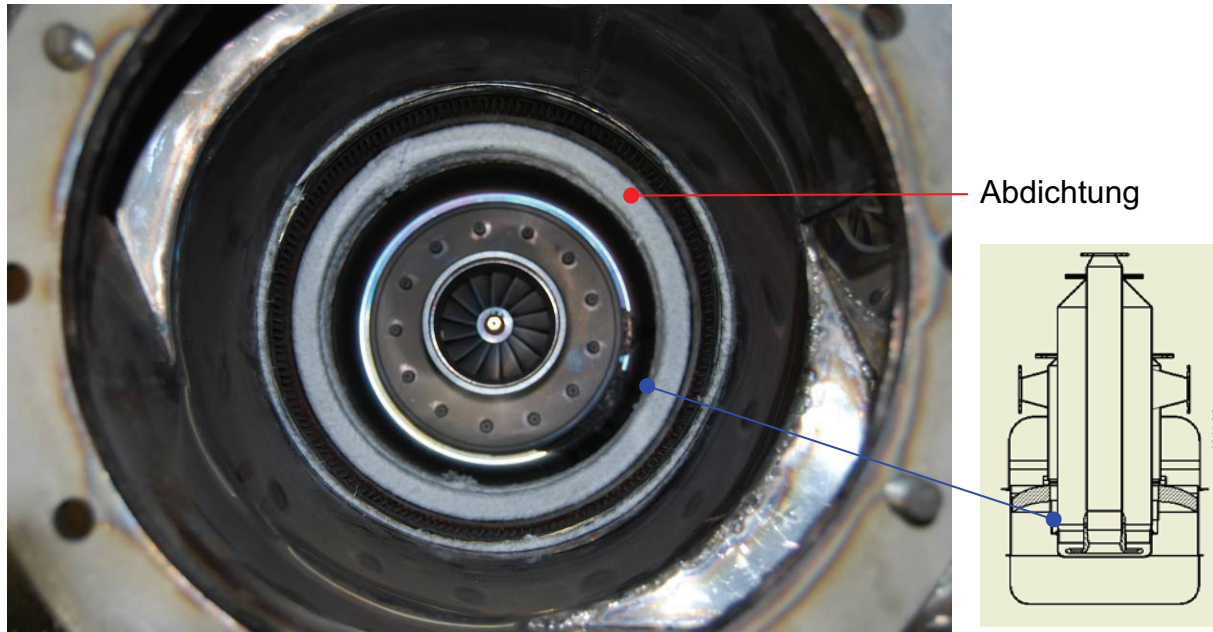


Abbildung 4-23: Abdichtung

Die Dichtung wird als eine sogenannte „Dichtpackung“ ausgeführt, die aus drei Lagen besteht. An dem Rohr zum Turbineneintritt wird ein Kragen angebracht, welcher die Packung zusammendrückt und somit den Dichteffekt bewirkt. Der in der Abbildung 4-23 zu sehende Grat, ist auf Grund von Schweißarbeiten hervorgerufen. Bei einer weiteren Optimierung der extern befeuerten μ -Turbine sollte der Grat entfernt werden, damit die dadurch entstehenden Strömungsverluste minimiert werden.



Kragen zum Pressen der „Packung“

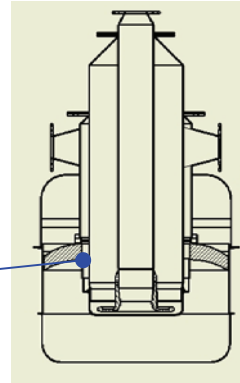
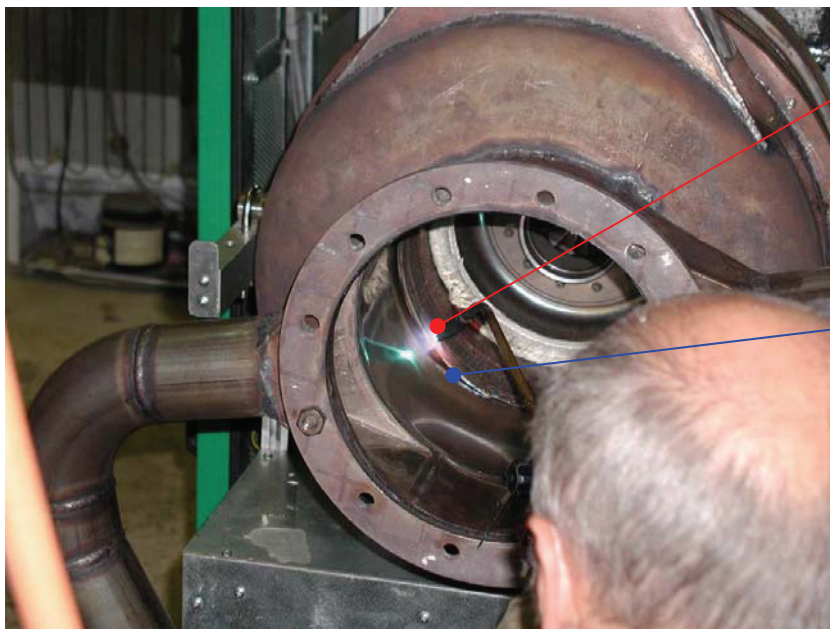


Abbildung 4-24: Innenrohr mit Kragen

An der zweiten möglichen Leckagestelle ist es nicht möglich eine Dichtung in Form einer „Dichtpackung“ einzubringen. Deswegen wird der Ringspalt zwischen Rekuperatoraustritt und -eintritt nachträglich verschweißt (s. Abbildung 4-25). Dies ist die einzige Möglichkeit die Leckage an dieser Stelle auszuschließen.



Abdichtung

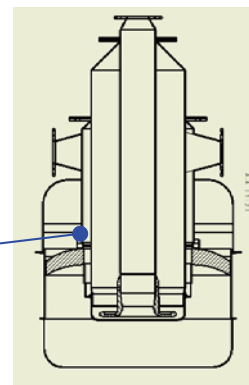


Abbildung 4-25: Dichtring eingeschweißt

Durch diese beiden Abdichtungsmaßnahmen ist gewährleistet, dass die Leckageströme innerhalb des μ -Turbinenumbaus minimiert sind.

Durch das Verschweißen ist es jedoch nicht mehr möglich den Umbau der Luftführung vollständig von der μ -Turbine zu trennen. Der konstruktive Aufwand diese Stelle ebenfalls mit einer Dichtpackung abzudichten wäre jedoch unverhältnismäßig groß.

4.3.3 Experimentelle Untersuchung nach Abdichtung der internen Leckströme

Um eine belastbare Aussage bezüglich interner Leckströme im Umbau der μ -Turbine treffen zu können, wird eine zusätzliche Geschwindigkeitsmessstelle installiert. Der Einbau muss aus Platzgründen nach dem Rekuperator erfolgen. Auf Grund der hohen Temperaturen ist hier nur die Möglichkeit der Installation eines Prandtlrohres gegeben.

Tabelle 6: erweiterte Messstelle des Versuchsaufbaus

Messstelle	Bezeichnung	Messwert	Kommentar
nach Rekuperator.	w_6	Geschwindigkeit[m/s]	externes Messsystem

Durch die Bilanzierung der beiden Volumenströme ist es möglich, eventuelle interne Leckageströme zu bestimmen.

Das zweite Prandtlrohr befindet sich kurz vor dem Eintritt in den Wärmeübertrager. Dieses ist die einzige Position im Versuchsaufbau an der eine zweite Geschwindigkeitsmessung vorgenommen werden kann. Aus baulichen Gründen ist es aber an dieser Stelle nicht möglich, die erforderlichen Ein- und Auslaufstrecken zur Beruhigung der Strömung einzuhalten.

Die Abbildung 4-26 zeigt die beiden Messreihen der Volumenstrommessung über die Wellendrehzahl.

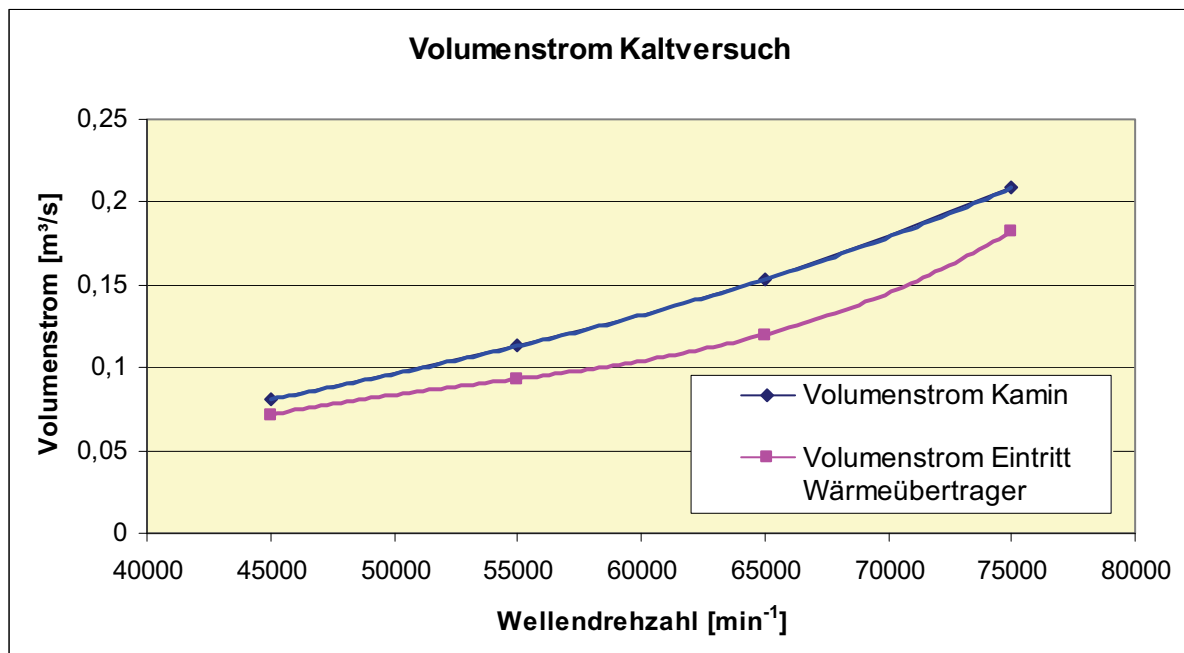


Abbildung 4-26: Volumenstrommessung der zweiten Versuchsreihe

Zur Abbildung:

- Die blaue Linie zeigt den Volumenstrom am Austritt (Kamin) der μ -Turbine. Dieser Verlauf entspricht nahezu dem charakteristischen Verlauf des Volumenstroms der ursprünglichen μ -Turbine (s. Kapitel 2.1.2).
- Die rosa Linie stellt den Verlauf der Ergebnisse der Messung des Volumenstromes am Wärmeübertrager dar. Zu erkennen ist, dass die beiden Verläufe die gleiche Charakteristik aufweisen. Jedoch ergibt die zweite Messung einen niedrigeren Wert.

Es ist bei der zu untersuchenden Anordnung nicht möglich, dass Luft längs des Prozesses hinzutritt. Also sollte die mit dem Original übereinstimmende Messung im Abstrom nach Rekuperator zum Kamin zuverlässig sein. Somit kann davon ausgegangen werden, dass keinerlei interne Leckagen mehr vorhanden sind.

Nachdem die Kaltversuche gezeigt haben, dass durch die Umbauten der gewünschte Erfolg erzielt ist, werden Heißversuche gefahren. In der folgenden Abbildung 4-27 ist der Leistungsverlauf des Generators und der Anlage aufgetragen.

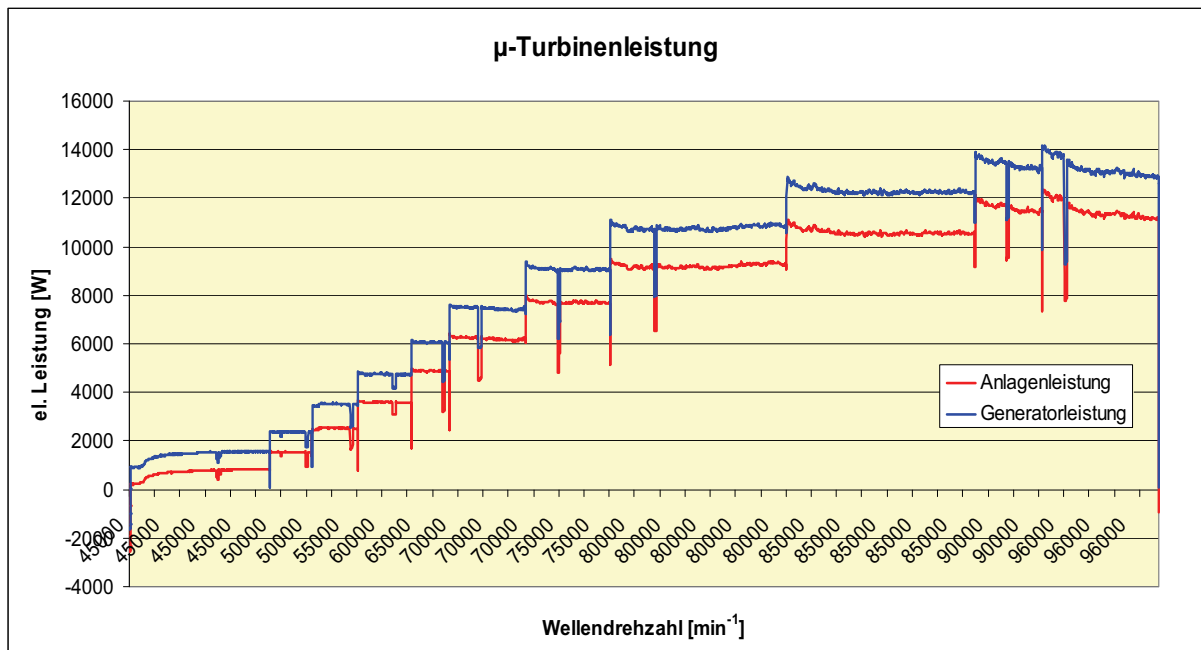


Abbildung 4-27: Leistungsverlauf der zweiten Versuchsreihe

Zur Abbildung:

- Die blaue Linie zeigt die elektrische Generatorleistung der μ -Turbine. Dieser Verlauf entspricht nahezu dem charakteristischen Verlauf der Leistung der ursprünglichen μ -Turbine (s. Kapitel 2.1.2).
- Die rote Linie stellt die in das Netz eingespeiste elektrische Energie dar. Diese folgt, wie zu erwarten, dem Verlauf der Generatorleistung. Zu erkennen ist, dass die Umwandlungsverluste bis zu 2 kW_{el} betragen.

Generell entspricht der Verlauf der Leistungen dem ursprünglichen Verhalten der μ -Turbine. Zumindest insofern, dass mit steigender Wellendrehzahl auch die Generatorleistung steigt. Allerdings bleiben die elektrischen Leistungen der μ -Turbine immer noch ca. $5\text{-}7 \text{ kW}_{\text{el}}$ unter den Erwartungen.

In der Abbildung 4-28 sind die Temperaturen an den verschiedenen Stellen des Gasturbinenkreisprozesses über die Drehzahl aufgetragen:

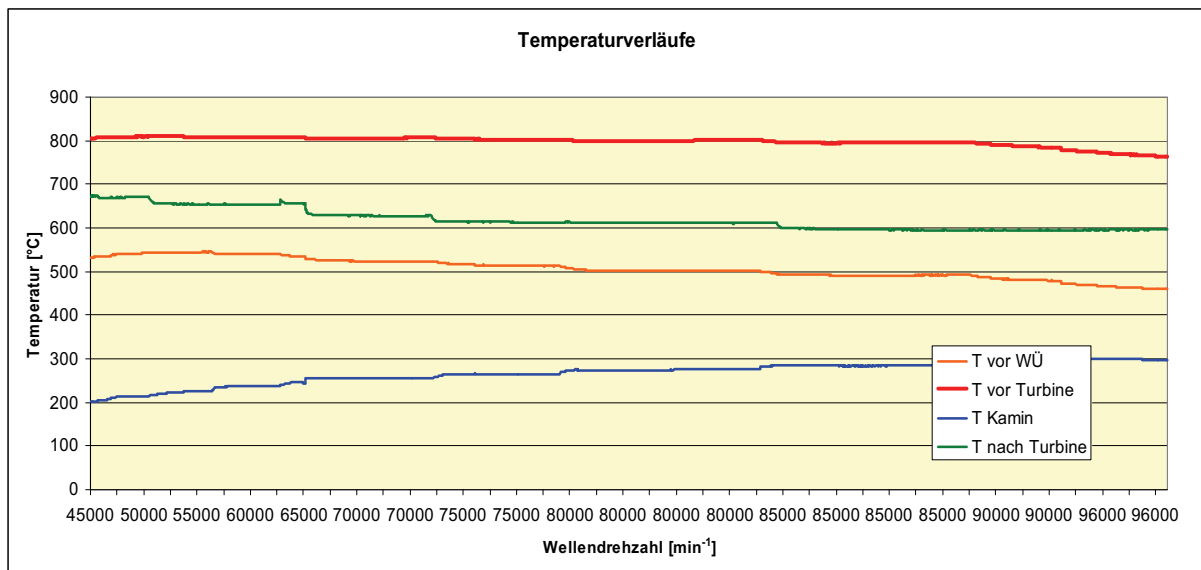


Abbildung 4-28: Temperaturverläufe der extern befeuerten μ -Turbine

Zur Abbildung:

- Die Turbineneintrittstemperatur (T_4) (rote Linie) fällt mit steigender Turbinendrehzahl. Das kann mit der dann beginnenden Überforderung des Hochtemperatur-Wärmeübertrager erklärt werden. Abhilfe wäre durch einen größeren Hochtemperatur-Wärmeübertrager möglich, der aber keinen höheren Druckverlust aufweisen darf.
- Das gleiche Verhalten ist bei der Turbinenaustrittstemperatur (T_5) (grüne Linie) zu verzeichnen.
- Da die Luft vor dem Wärmeübertrager (T_3) durch die Luft nach der Turbine (T_5) vorgeheizt wird, weist die Temperatur vor dem Wärmeübertrager (orange Linie) die gleiche Charakteristik auf, wie der Temperaturverlauf vor der Turbine.
- Nur die Temperatur vor dem Kamin (T_6) steigt mit steigender Turbinendrehzahl (blaue Linie).

Zusammengefasst kann festgehalten werden, dass mit steigender Drehzahl die Temperatur vor der Turbine nicht konstant auf ca. 800 °C gehalten werden kann. Der durch die Drehzahl erhöhte Volumenstrom (Massenstrom) hat zur Folge, dass die Lufttemperatur am Wärmeübertragereintritt niedriger ist.

Die Abbildung 4-29 stellt die Betriebsparameter der SWSF während den experimentellen Untersuchungen dar.

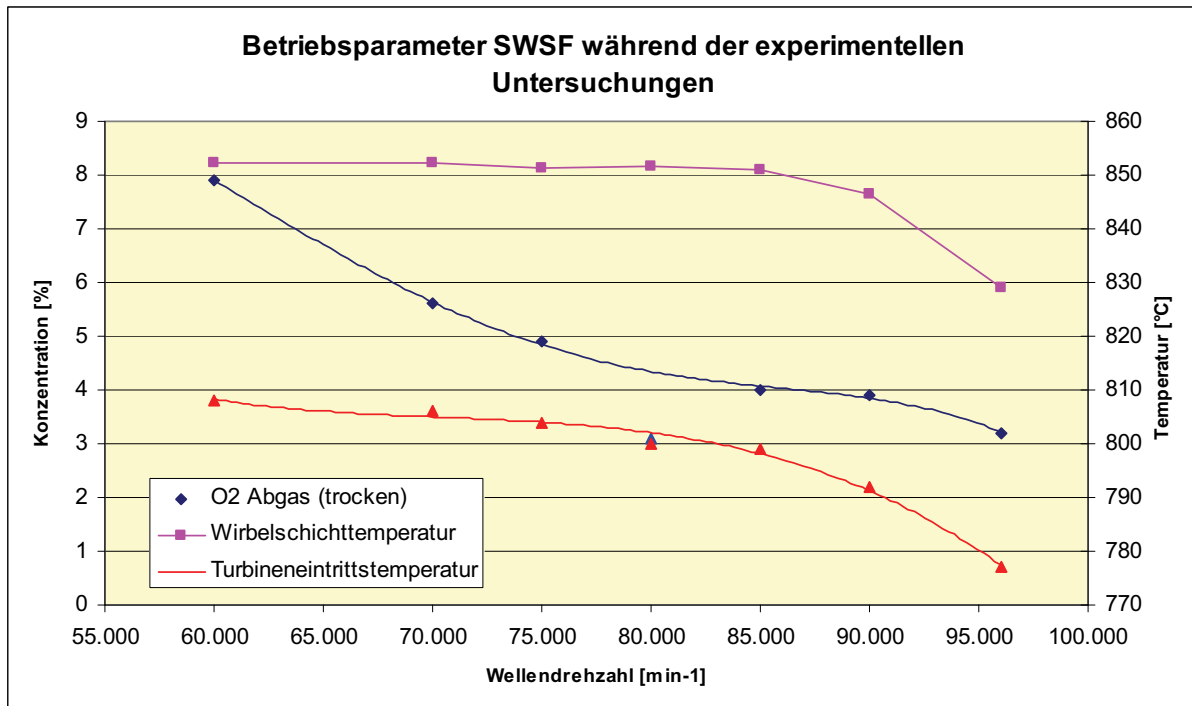


Abbildung 4-29: Betriebsparameter während der experimentellen Untersuchungen

Der Abbildung ist zu entnehmen:

- Die Turbineneintrittstemperatur (roter Verlauf) folgt unmittelbar den Veränderungen der Wirbelschichtbetttemperatur (rosa Verlauf).
- Ab einer Wellendrehzahl von 85.000 min⁻¹ ist die SWSF nicht mehr in der Lage eine ausreichende Wärmemenge der extern befeuerten μ -Turbine bereit zu stellen. Dies spiegelt sich an der fallenden Wirbelschichtbetttemperatur respektive Turbineeintrittstemperatur und an der fallenden Sauerstoffkonzentration im Abgas (blauer Verlauf) wieder. Der Messwert der

Sauerstoffkonzentration im Abgas bei einer Wellendrehzahl von 80.000 min^{-1} wird als „Ausreißer“ angesehen.

Letztlich kann gesagt werden, dass ab einer μ -Turbinenwellendrehzahl von 85.000 min^{-1} die SWSF die Leistungsgrenze in den experimentellen Untersuchungen erreicht hat.

Weiterhin führt dies dazu, dass die Temperaturdifferenz im Rekuperator sich verkleinert. Dadurch findet eine geringere Energieübertragung von dem sekundären an den primären Luftstrom statt und somit steigt die Temperatur im Kamin.

Die Abbildung 4-30 stellt die Drücke nach dem Verdichter und vor der Turbine dar.

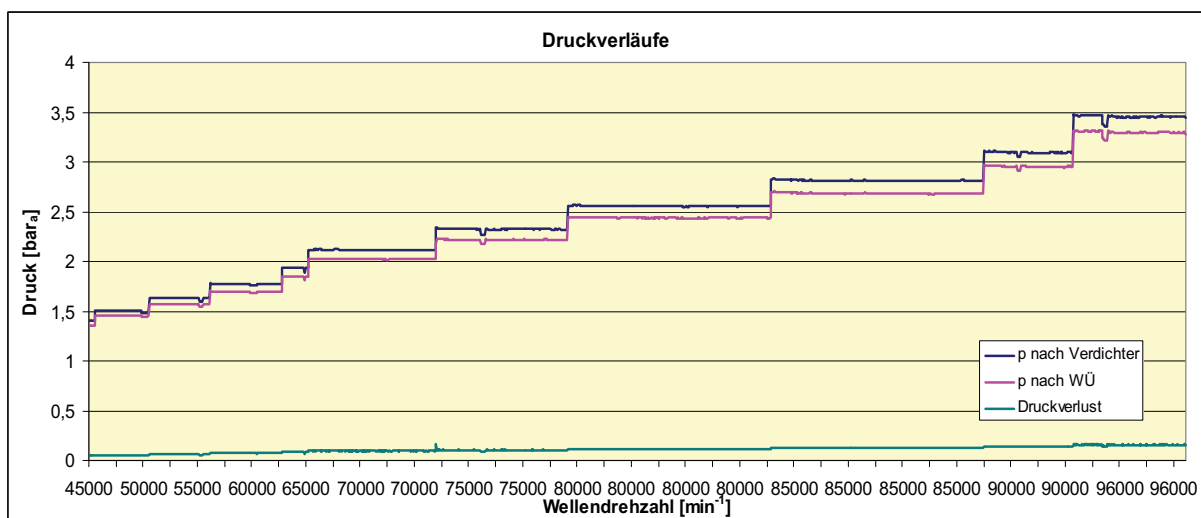


Abbildung 4-30: Druckverläufe der extern befeuerten μ -Turbine

Zur Abbildung:

- Die blaue Linie zeigt den Druck (p_2) nach dem Radialverdichter. Der Verlauf entspricht nahezu dem Verlauf der ursprünglichen μ -Turbine.
- Die rosa Linie stellt den Verlauf des Druckes vor der Turbine (p_4) in Abhängigkeit zur Drehzahl dar. Zu erkennen ist, dass der Druckverlust mit steigender Wellendrehzahl und somit steigendem Volumenstrom ebenfalls ansteigt.

- Der Verlauf des Druckverlustes (grüne Linie) weist, ebenfalls im Heißversuch, darauf hin, dass keinerlei Leckagen mehr vorhanden sind. Der Druckverlust liegt bei maximal 150 mbar.

Der Druckverlauf in Abhängigkeit zur Drehzahl entspricht den Erwartungen. Mit steigender Drehzahl steigt der Verdichteraustrittsdruck. Weiterhin steigen mit steigendem Volumenstrom die Druckverluste.

4.3.4 Fazit der experimentellen Untersuchungen

Während der experimentellen Untersuchung hat die extern befeuerte μ -Turbine eine maximale Leistung von über 12 kW_{el} ins öffentliche Stromnetz eingespeist. Ein maximaler Wirkungsgrad von über 14 % wird erreicht. Die Ergebnisse sind in der Abbildung 4-31 dargestellt.

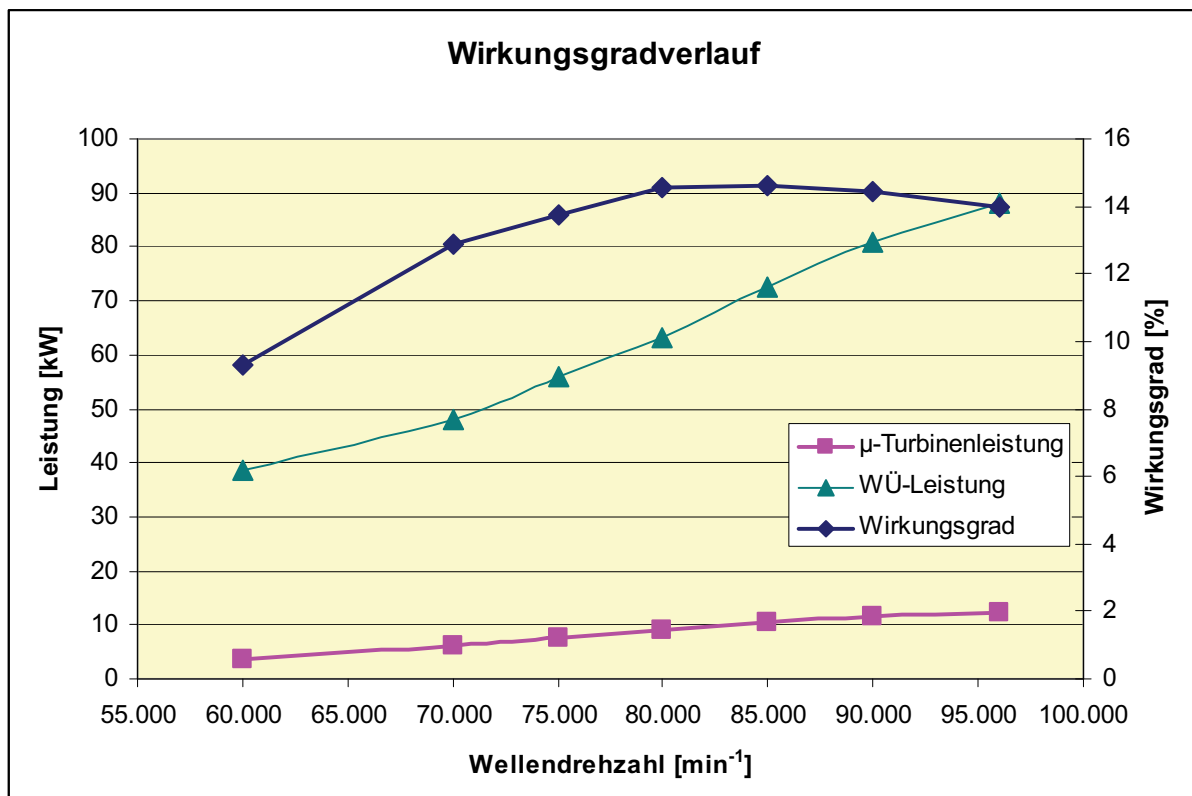


Abbildung 4-31: Wirkungsgradverlauf der extern befeierten μ -Turbine

Die Abbildung zeigt:

- Mit steigender μ -Turbinendrehzahl steigt die generierte elektrische Leistung (rosa Linie). Das Maximum von über 12 kW_{el} wird bei der maximalen Drehzahl von 96.000 min⁻¹ erreicht.
- Die Wärmeübertragerleistung (grüne Linie) steigt ebenfalls mit steigender μ -Turbinendrehzahl. Dieses Verhalten ist durch die theoretische Analyse berechnet worden (s. Kapitel 3.4.3), jedoch erst bei höheren Wellendrehzahlen.
- Der Verlauf des Wirkungsgrads (blaue Linie) steigt zunächst an. Jedoch weist dieser bei einer μ -Turbinendrehzahl von 83.000 min⁻¹ ein Maximum auf und fällt danach wieder ab.

Generell erreicht die μ -Turbine immer noch nicht die erwartete Leistung von rund 20 kW_{el}. Da keine internen Leckagen mehr möglich sind und die Druckverluste maximal bei ca. 150 mbar liegen, kann die niedrige Generatorleistung nur folgende Ursache haben:

- Bei großen Drehzahlen fällt die Turbineneintrittstemperatur deutlich unter 800 °C. Damit ist eine deutliche Leistungseinbuße verbunden. Die theoretische Analyse hat gezeigt, dass ein Abfall der Turbineneintrittstemperatur von 50 K einen Leistungsverlust von mindestens 15 % mit sich bringt (s. Kapitel 3.4.3)

Zur Bewertung und Überprüfung der theoretischen Analyse des Zusammenhangs zwischen Turbineneintrittstemperatur und Leistungsausbeute, wird eine weitere experimentelle Untersuchung durchgeführt.

4.3.5 Leistungsausbeute in Abhängigkeit der Turbineneintrittstemperatur

Die zuvor durchgeführten theoretischen Analysen und experimentellen Untersuchungen haben ergeben, dass die Turbineneintrittstemperatur eine signifikante Größe ist, die die Leistungsausbeute bestimmt.

Daher werden weitere experimentelle Untersuchungen durchgeführt bei denen die Turbineneintrittstemperatur erhöht werden soll. Dabei kann jedoch kein stationäres Betriebsverhalten der Messpunkte gewährleistet werden.

Die Versuche werden mit einer Wellendrehzahl von 96.000 min^{-1} gefahren. Bei dieser Drehzahl ist die größte Veränderung der Leistungsausbeute in Abhängigkeit der Turbineneintrittstemperatur zu verzeichnen.

Die Abbildung 4-32 stellt die Leistungsausbeute in Abhängigkeit der Turbineneintrittstemperatur dar.

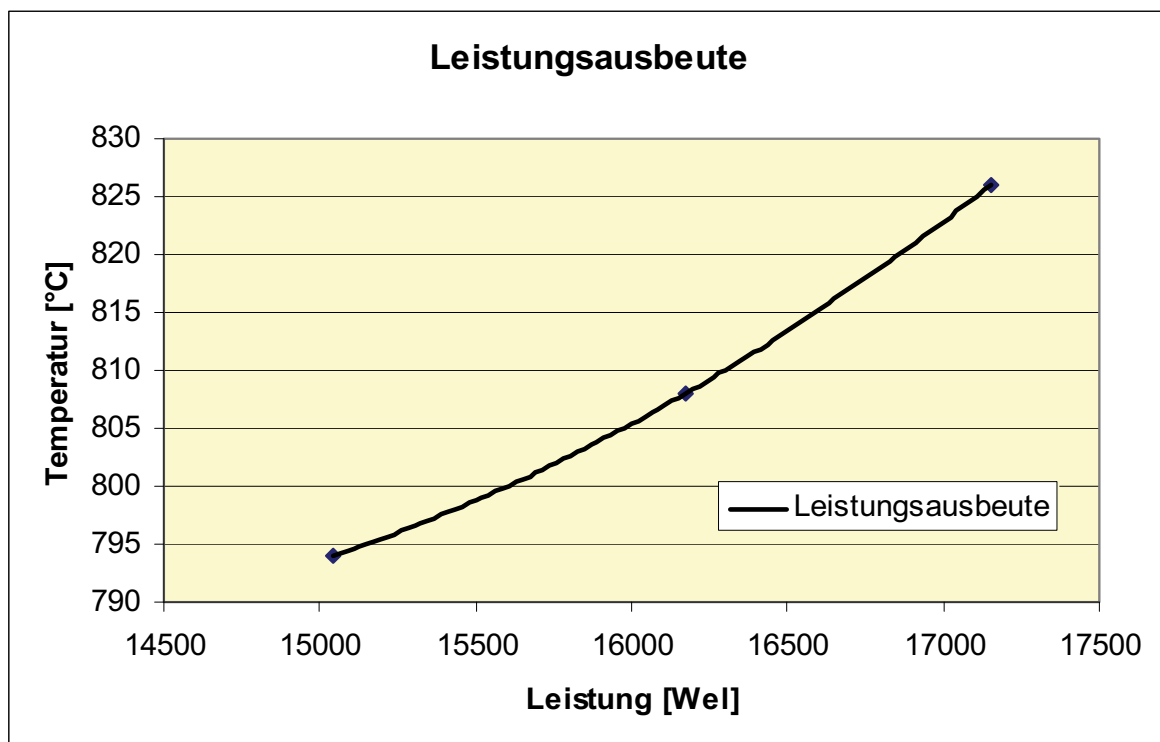


Abbildung 4-32: Leistungsausbeute in Abhängigkeit der Turbineneintrittstemperatur

Die Abbildung zeigt:

- Die Leistungsausbeute steigt signifikant mit steigender Turbineneintrittstemperatur. Bei einem Anstieg der Turbineneintrittstemperatur von nur 32 K steigt die Leistungsausbeute um $2.100 \text{ W}_{\text{el}}$. Dies entspricht einem Leistungsanstieg von rund 14 %.

Die experimentelle Untersuchung hat gezeigt, dass eine geringfügige Erhöhung der Turbineneintrittstemperatur einen großen Einfluss auf die elektrische Leistungsausbeute der μ -Turbine hat. Die Untersuchung führt zu der Annahme, dass eine weitere Erhöhung der Turbineneintrittstemperatur auf 850 °C mit einer höheren μ -Turbinenleistung von rund 2.800 W_{el} verbunden ist.

Des Weiteren wird der Wirkungsgrad der extern befeuerten μ -Turbine anhand der Messdaten untersucht.

Bewertung der experimentellen Untersuchung

Der Bewertung liegenden folgende Daten zu Grunde (s. Tabelle 7):

Tabelle 7: Messwerte der experimentellen Untersuchung

Messstelle	Zahlenwert
Verdichtereintrittstemperatur	23,1 °C
Verdichteraustrittstemperatur	156,7 °C
Turbineneintrittstemperatur	827,1 °C
Turbinenaustrittstemperatur	587 °C
el. μ -Turbinenleistung	17,31 kW _{el}
Wärmeübertragerleistung	105,59 kW _{th}

Auf Grundlage dieser Messdaten kann ein Wirkungsgrad (Gl. 16) von ca. 19 % berechnet werden.

$$\eta_{th} = \frac{\eta_{iT}(h_4 - h_{5s}) - \frac{1}{\eta_{iC}}(h_{2s} - h_1)}{(h_4 - h_2)} \quad \text{Gl. 16}$$

Nach der Berechnung des Wirkungsgrades nach Gl. 17 beträgt dieser nur 16%

$$\eta = \frac{P_{el}}{\dot{Q}_{WÜ}} \quad \text{Gl. 17}$$

Jedoch wird bei der Berechnung des Wirkungsgrades nach Gl. 16 der Bruttowirkungsgrad und nach Gl. 17 der Nettowirkungsgrad berechnet. Der Unterschied zwischen den Brutto- und Nettowirkungsgraden liegt darin, dass im Nettowirkungsgrad die Umformverluste des elektronischen Getriebes berücksichtigt werden. Diese betragen ca. 10% bezogen auf die eingespeiste elektrische Leistung der μ -Turbine. Somit müsste der Bruttowirkungsgrad bei ca. 18 % liegen.

Weiterhin hat die theoretische Analyse einen maximal möglichen Wirkungsgrad (brutto) von rund 25 % ergeben.

Neben der Analyse der extern befeuerten μ -Turbine werden die Leistungsfähigkeit und das Betriebsverhalten des Hochtemperatur-Wärmeübertrages und der SWSF untersucht.

Betriebsverhalten des Hochleistungs-Wärmeübertrager und der SWSF

Die experimentellen Untersuchungen werden mit zweierlei Brennstoffen durchgeführt. Zum einem mit Rapsschrot und zum anderen Heizöl (HEL). Dadurch sind Untersuchungsergebnisse unabhängig vom Brennstoff für den Verbund von Hochleistungs-Wärmeübertrager und SWSF repräsentativ. Die einzelnen Messpunkte weisen für sich ein stationäres Betriebsverhalten auf.

Im Rahmen der Untersuchungen werden folgende Betriebsparameter analysiert:

- Sauerstoffkonzentration (troken) im Abgas
- mittlere Wirbelschichtbetttemperatur
- Turbineneintrittstemperatur

Rapsschrot

Die Daten des maximalen stationären Leistungspunktes der Untersuchung sind in Tabelle 8 aufgezeigt:

Tabelle 8: Messwerte der experimentellen Untersuchung Rapsschrot

Messstelle	Zahlenwert
Verdichtereintrittstemperatur	13,3 °C
Verdichteraustrittstemperatur	129,8 °C
Turbineneintrittstemperatur	795,8 °C
Turbinenaustrittstemperatur	570 °C
el. μ -Turbinenleistung	13,48 kW _{el}
Wärmeübertragerleistung	90,2 kW _{th}

Die Betriebsparameter der Untersuchung mit Rapsschrot sind in der Abbildung 4-33 dargestellt.

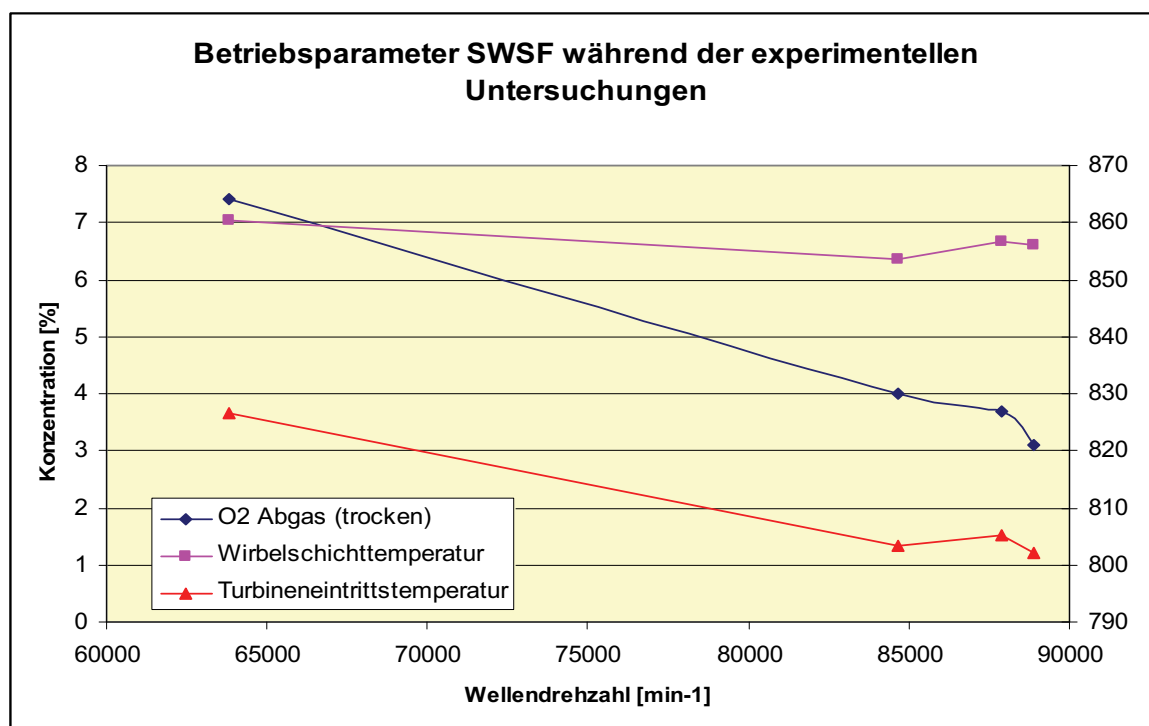


Abbildung 4-33: Betriebsdaten Rapsschrot

Zur Abbildung:

- Mit steigender Wellendrehzahl steigt der Wärmebedarf. In diesem Zusammenhang fällt die Wirbelschichtbetttemperatur (rosa Verlauf) und die Turbineneintrittstemperatur (roter Verlauf).
- Weiterhin fällt die Sauerstoffkonzentration (blauer Verlauf) ebenfalls mit steigender Wellendrehzahl.

Fazit des Versuchs

Die Temperatur im Wirbelschichtbett und die Turbineneintrittstemperatur sinken mit steigender Wellendrehzahl, da die SWSF keine ausreichende Wärmemenge zur Verfügung stellen kann. Allerdings fällt die Turbineneintrittstemperatur mit einem steileren Gradienten. Des Weiteren ist es aufgrund der niedrigen Sauerstoffkonzentration nicht möglich, den Brennstoffmassenstrom zu erhöhen.

HEL

Die Daten des maximalen stationären Betriebspunkt sind in Tabelle 9 aufgezeigt.

Tabelle 9: Messwerte der experimentellen Untersuchung HEL

Messstelle	Zahlenwert
Verdichtereintrittstemperatur	25,3 °C
Verdichteraustrittstemperatur	70,3 °C
Turbineneintrittstemperatur	789,8 °C
Turbinenaustrittstemperatur	581,2 °C
el. μ -Turbinenleistung	11,8 kW _{el}
Wärmeübertragerleistung	85,2 kW _{th}

Die Ergebnisse der Untersuchung sind in Abbildung 4-34 aufgezeigt.

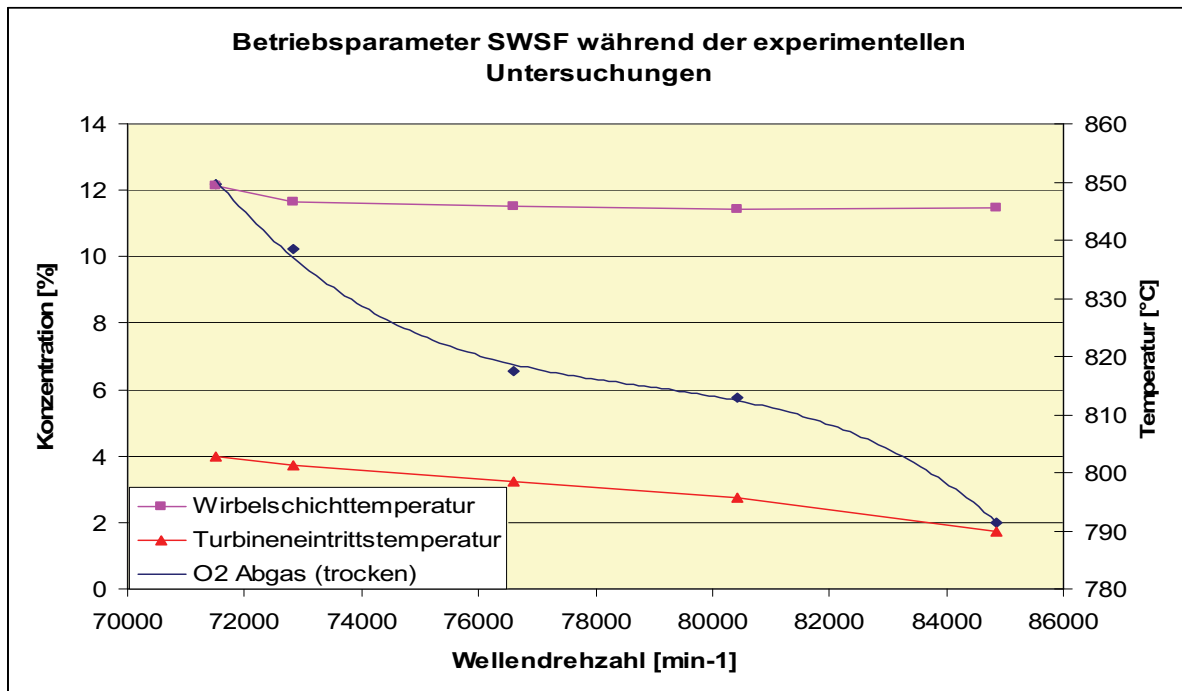


Abbildung 4-34: Betriebsdaten HEL

Die Abbildung zeigt:

- Die Wirbelschichtbetttemperatur bleibt nahezu konstant bei einer Temperatur von ca. 845 °C (rosa Verlauf).
- Die Turbineneintrittstemperatur fällt jedoch mit steigender Wellendrehzahl (roter Verlauf).
- Die Sauerstoffkonzentration fällt ebenfalls mit steigender Wellendrehzahl (blauer Verlauf.).

Fazit des Versuches

Auch die experimentelle Untersuchung mit HEL als Brennstoff weist ein ähnliches Betriebsverhalten wie mit Rapsschrot auf. Der Unterschied in dem Betriebsverhalten besteht darin, dass die Wirbelschichtbetttemperatur auf eine nahezu konstante Temperatur gehalten werden kann. Die Turbineneintrittstemperatur fällt allerdings mit steigender Wellendrehzahl.

Zusammengefasst zeigen die Untersuchungen, dass der Hochleistungs-Wärmeübertrager nicht optimal an den Bedürfnissen der extern befeuerten μ -Turbine und SWSF ausgelegt ist. Daher ist mit einem optimierten Hochleistungs-Wärmeübertrager im Verbund mit der extern befeuerten μ -Turbine ein Wirkungsgrad von über 20 % zu erreichen [51].

Neben den äußeren Einflüssen auf die Turbineneintrittstemperatur ist zu untersuchen, wodurch weitere Leistungseinbußen hervorgerufen werden. In Kapitel 4.3 wurde bereits darauf hingewiesen, dass aufgrund der Rohr in Rohr-Konstruktion interne Wärmeverluste entstehen werden.

4.3.6 Analyse der internen Wärmeverluste

Die Analyse der internen Wärmeverluste wird in zwei Schritte aufgeteilt:

1. Die Wärmeverluste werden analytisch berechnet.
2. Mit Hilfe einer Finite-Elemente-Analyse (FEA) wird die Berechnung der Wärmeverluste überprüft und der daraus resultierende Temperaturverlust des Volumenstromes bestimmt.

Die Rohr in Rohr-Konstruktion weist keinerlei interne Wärmedämmung auf. Dadurch entstehen neben unumgänglichen Wärmeverlusten durch die Gegebenheiten der Umgebung auch interne Wärmeverluste. Da die Wärmeverluste in die Umwelt auch bei der ursprünglichen μ -Turbine vorliegen, werden nur die internen Wärmeverluste analysiert. Die internen Wärmeverluste treten sowohl durch die Temperaturgradienten zwischen Rekuperatoraustritt und Turbineneintritt als auch zwischen Turbinenaustritt und -eintritt auf.

Die Analyse der Wärmeverluste wird auf Grundlage folgender Randbedingungen durchgeführt:

- konstanter Massenstrom von 0,31 kg/s
- konstante Rekuperatoraustrittstemperatur von 500 °C
- konstante Temperatur am Rohreintritt zum Turbineneintritt von 800 °C

- konstante Turbinenaustrittstemperatur von 600 °C

Die Position der Temperaturen sind in der Abbildung 4-35 darstellt.

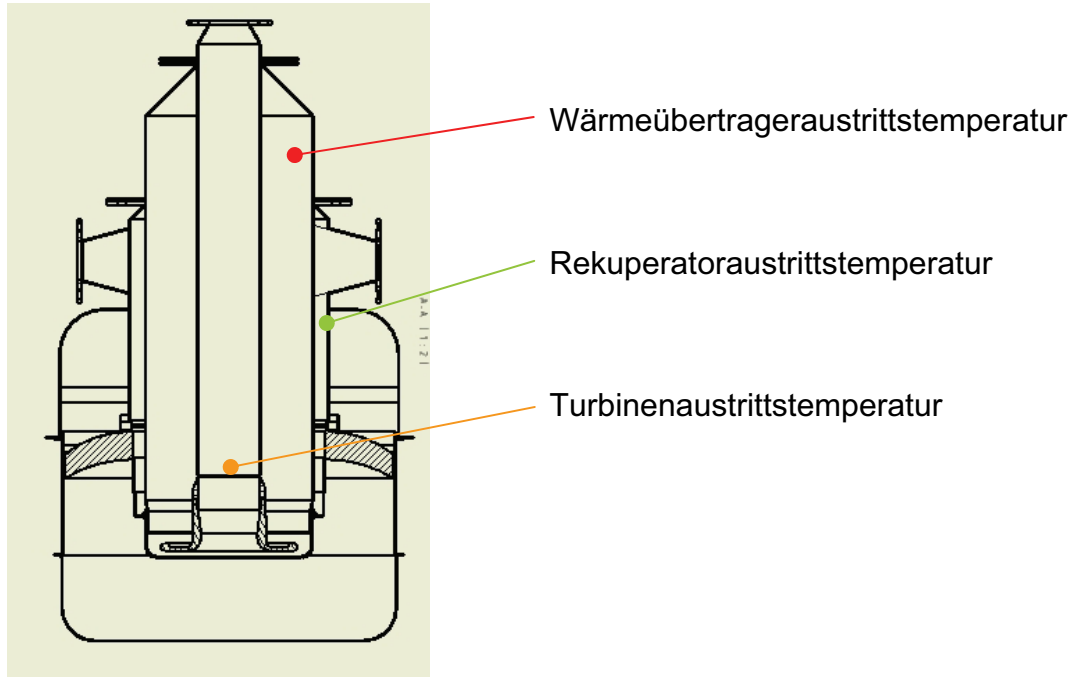


Abbildung 4-35: Berechnungsgrundlage

Die wärmetechnische Berechnung beruht auf folgenden Gleichungen:

- Der Wärmestrom wird nach Gl. 18 berechnet [49]:

$$\dot{Q} = k \cdot \pi \cdot L \cdot \Delta \vartheta_{\log} \quad \text{Gl. 18}$$

- Der Wärmedurchgangskoeffizient ist gemäß Gl.19 definiert als:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i \cdot d_i} + \frac{1}{2} \cdot \sum_{m=1}^n \frac{1}{\lambda_m} \cdot \ln\left(\frac{d_{m+1}}{d_m}\right) + \frac{1}{d_a \cdot \alpha_a}} \quad \text{Gl. 19}$$

$$Nu = \alpha \cdot \frac{l}{\lambda} \quad \text{Gl. 20}$$

- Des Weiteren wird folgende Nußeltanalogie verwendet [50]:

$$Nu_d = \left[\frac{\frac{\xi}{8} * (Re_d - 1000) * Pr}{1 + 12,7 * \sqrt{\frac{\xi}{8}} * (Pr^{2/3} - 1)} \right] * \left(1 + \left[\frac{d}{L} \right]^{2/3} \right) \cdot K_T \quad \text{Gl. 21}$$

$$\xi = (1,82 * \log_{10}(Re_d) - 1,64)^{-2}$$

Die wärmetechnische Berechnung ergibt eine interne Wärmeverlustleistung von ca. 3000 W. Die ausführliche Berechnung ist im Anhang beigefügt.

Finite-Elemente-Analyse

Die FEA wird nur für den Turbineneintrittsvolumenstrom durchgeführt, da dieser einen direkten Einfluss auf die Turbinenleistung hat. Das Modell des Umbaus ist stark vereinfacht und ist im Wesentlichen auf die Wärmeübertragungsflächen fokussiert.

Die Ergebnisse der FEA sind in der Abbildung 4-36 dargestellt.

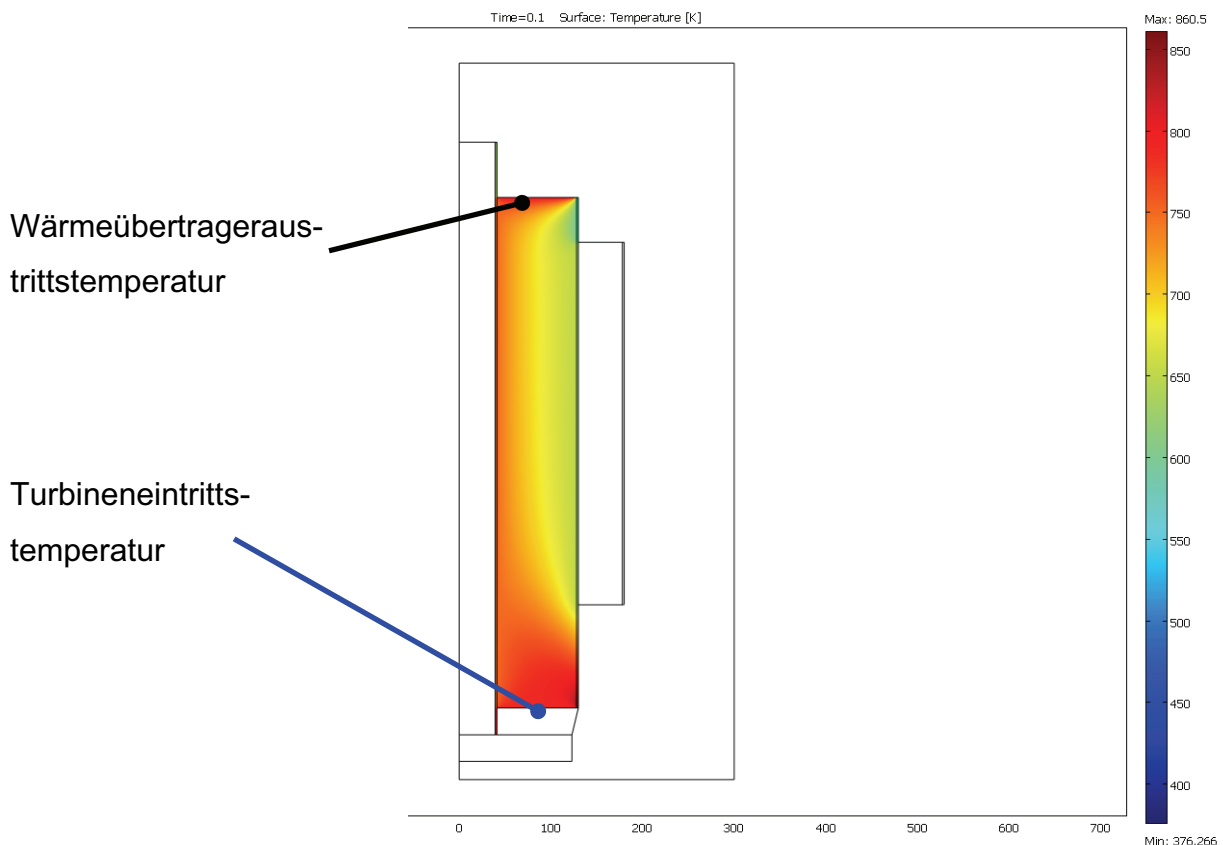


Abbildung 4-36: Ergebnisse der 3D FEM-Berechnung

Die Abbildung zeigt:

- Die Turbineneintrittstemperatur beträgt ca. 790 °C.
- Die Rekuperatoraustrittsseite hat einen größeren Einfluss auf die Abkühlung als die Turbinenaustrittsseite.

Zusammengefasst kann gesagt werden, dass die FEA das Ergebnis bezüglich der internen Wärmeverlustleistung von ca. 3000 W bestätigt. Zusätzlich wird berechnet, dass der eintretende Volumenstrom auf der Strecke vom Eintritt des Umbaus bis zum Turbineneintritt einen Temperaturverlust ca. 10 K erleidet.

Aufgrund der experimentellen Untersuchungen (s. Kapitel 4.3.5) ist durch diesen Temperaturverlust eine Leistungseinbuße der μ -Turbine von bis zu 1.000 W_{el} verbunden.

4.4 Anpassung der μ -Turbinen Firmware

Die extern befeuerte μ -Turbine kann nicht mit der ursprünglichen Turbinenregelung weiter betrieben werden, da diese für den Betrieb einer extern befeuerten μ -Turbine nicht ausgelegt ist. Die Regelung muss also an die veränderten Bedingungen und Anforderungen der SWSF angepasst werden. Zusätzlich müssen die Voraussetzungen neuer Schnittstellen zwischen der SWSF und der μ -Turbinenregelung geschaffen werden.

Die Betttemperatur in der Reaktionszone der SWSF ist die Randbedingung, die in die anzupassende Steuerung der extern befeuerten μ -Turbine einfließen muss. Neben der neuen Regelgröße der SWSF-Betttemperatur muss in der anzupassenden Steuerung die unterschiedliche Trägheit und das damit verbundene verzögerte Ansprechverhalten der SWSF und der μ -Turbine berücksichtigt werden.

Die Steuerung muss dahingehend geändert und angepasst werden, dass die Randbedingung „Temperatur im Reaktionsbett“ ausschlaggebend für die generierte elektrische Leistung der extern befeuerten μ -Turbine ist.

Dieses Verhalten der Regelung steht im Gegensatz zu ihrer ursprünglichen Arbeitsweise. Zurzeit werden die Randbedingungen, wie z. B. der Brennstoffeintrag

in die Brennkammer, der angeforderten elektrischen Leistung der μ -Turbine angepasst.

Aus der vorhandenen Regelung werden die Kriterien für Regelung und Steuerung der extern befeuerten μ -Turbine abgeleitet.

Standard-Regelung der μ -Turbine

Die ursprüngliche, direkt befeuerte μ -Turbine wird wie folgt geregelt:

- Die Leistungsanforderung ist die Steuergröße.
- Aus ihr wird intern eine Drehzahl ermittelt bei der die angeforderte elektrische Leistung bereitgestellt werden kann.
- Aus der angeforderten elektrischen Leistung wird der notwendige Brennstoffeintrag in die Brennkammer berechnet.

Das vereinfachte Regelschema der direkt befeuerten μ -Turbine ist in der Abbildung 4-37 dargestellt.

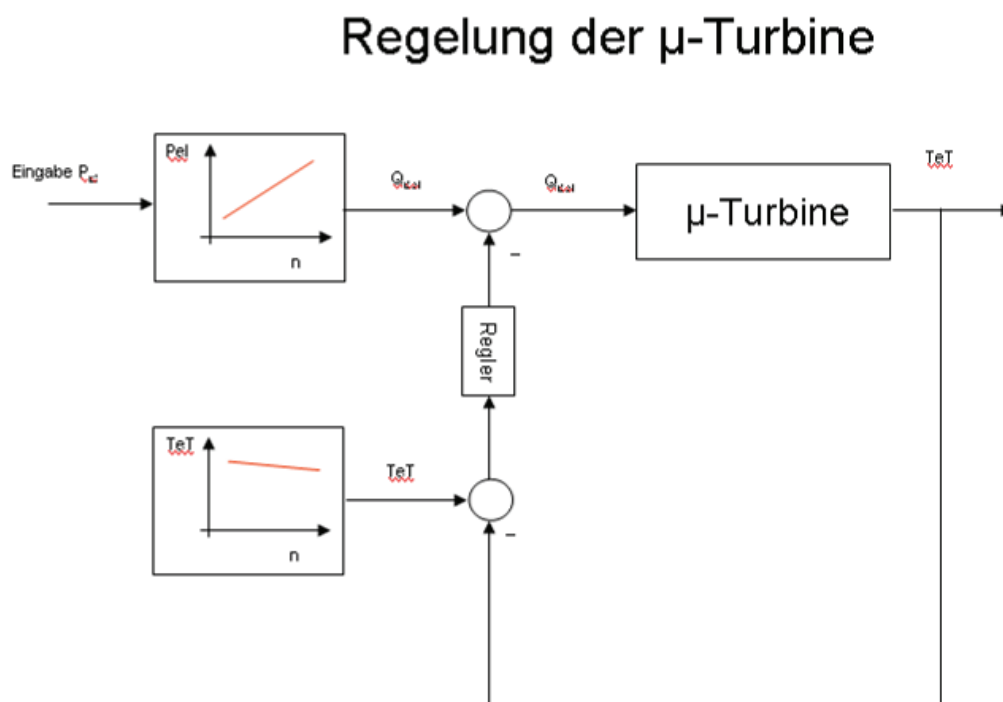


Abbildung 4-37: μ -Turbinen Regelung

Als Regelgröße und Überwachungsgröße wird die Turbinenausstrittstemperatur (T_{eT}) bei der μ -Turbine genutzt. Das ist Standard bei Gasturbinenregelungen [53]. Dies bedeutet wiederum, dass die gesamte thermodynamische Regelung der μ -Turbine auf die Turbinenausstrittstemperatur aufgebaut ist [54] und somit die wichtigste Regelgröße im Gesamtregelkreis darstellt.

Die T_{eT} wird auf einem konstanten Wert in Abhängigkeit zur μ -Turbinenleistung gehalten. Da die μ -Turbine jedoch drehzahl geregelt ist, besteht eine Abhängigkeit von T_{eT} zur μ -Turbinenleistung und somit auch von der Turbinendrehzahl. Diese Abhängigkeit ist in der μ -Turbinenregelung fest hinterlegt. Zusammengefasst lässt sich sagen, dass für eine konstante Leistung T_{eT} konstant auf einen (festen) Wert gehalten werden muss. Der vorgegebene Regelwert für T_{eT} ändert sich jedoch auch bei jeder Leistungsänderung.

Bei einer Anpassung der Regelung muss dieser Umstand berücksichtigt werden, da sonst die μ -Turbine einen Fehler detektiert und den Abfahrvorgang einleitet.

Steuerung der μ -Turbine während der Versuchsreihen

Zu experimentellen Untersuchungen kann, wie bereits beschrieben, die Standard-Steuerung nicht genutzt werden. Die μ -Turbine wird nicht wie im ursprünglichen Sinn durch eine elektrische Leistungsanforderung gefahren.

Der μ -Turbine wird während der Versuche durch die Capstone Remote Software eine Drehzahl vorgegeben, die dann konstant gehalten wird. Während der Versuchsreihe wird die Wellendrehzahl entsprechend dem Brennstoffeintrag in die SWSF angepasst. Dabei wird darauf geachtet, dass trotz steigenden Brennstoffeintrags in die SWSF die Reaktionsbetttemperatur konstant bei 850 °C liegt.

Die Abbildung 4-38 zeigt sehr vereinfacht das Steuerschema der extern befeuerten μ -Turbine während der Versuche.

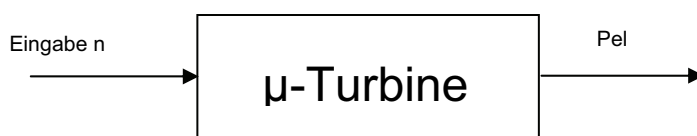


Abbildung 4-38: extern befeuerten μ -Turbinen-Steuerung während der Versuchsreihen

Die elektrische Regelung der μ -Turbine arbeitet ohne Beanstandung. Dabei ist besonders hervorzuheben, dass der Übergang vom Motor- auf den Generatorbetrieb von der μ -Turbine problemlos vollzogen wird. Es zeigt sich also, dass auch bei einer Anpassung der ursprünglichen Regelung von Seiten der elektrischen Energieeinspeisung keine Probleme zu erwarten sind.

Während der Versuche wird die TeT nicht als Regelgröße verwendet. Um eine Schnittstelle zu schaffen, muss die ursprüngliche Regelung so angepasst werden, dass diese über die elektrische Leistungsanforderung erfolgt.

Des Weiteren basieren alle Sicherheitseinrichtungen der μ -Turbine auf der TeT. Um dies auch weiterhin zu gewährleisten, muss der Betrieb der Umgebauten extern befeuerten μ -Turbine durch die ursprüngliche Regelung erfolgen können.

Regelung der extern befeuerten μ -Turbine

Ziel des Verbundes der extern befeuerten μ -Turbine mit der SWSF ist es, die maximal mögliche elektrische Energie aus dem Verbund von SWSF und extern befeuerter μ -Turbine zu generieren. Dies ist jedoch nur durch eine Kommunikation zwischen den beiden Modulen möglich. Generell bestehen zwei Möglichkeiten der Verknüpfung des Verbundes:

1. Die Temperatur im Reaktionsbett des SWSF ist die Regelgröße des Verbundes.
2. Der Brennstoffeintrag in die SWSF wird durch die μ -Turbine vorgegeben und die angeforderte elektrische Leistung ist die Regelgröße.

Die Temperatur im Reaktionsbett der SWSF ist die neue Regelgröße des Verbundes.

Die elektrische μ -Turbinenleistung bzw. Turbinendrehzahl bleibt entsprechend der von der SWSF bereitgestellten Leistung die Stellgröße. Dabei ist es nicht ausreichend die μ -Turbinenleistung auf einen festen Wert einzustellen, vielmehr muss es möglich sein, die μ -Turbinenleistung der SWSF nachzuführen.

Die Regelung der extern befeuerten μ -Turbine unterliegt somit im Wesentlichen den Anforderungen der SWSF, d.h. die maximale auskoppelbare Wärmemenge wird unter den Voraussetzungen der Betriebssicherheit durch die SWSF vorgegeben.

In Abbildung 4-39 ist das prinzipielle Regelschema der extern befeuerten μ -Turbine im Verbund mit der SWSF dargestellt.

Regelung der extern befeuerten μ -Turbine

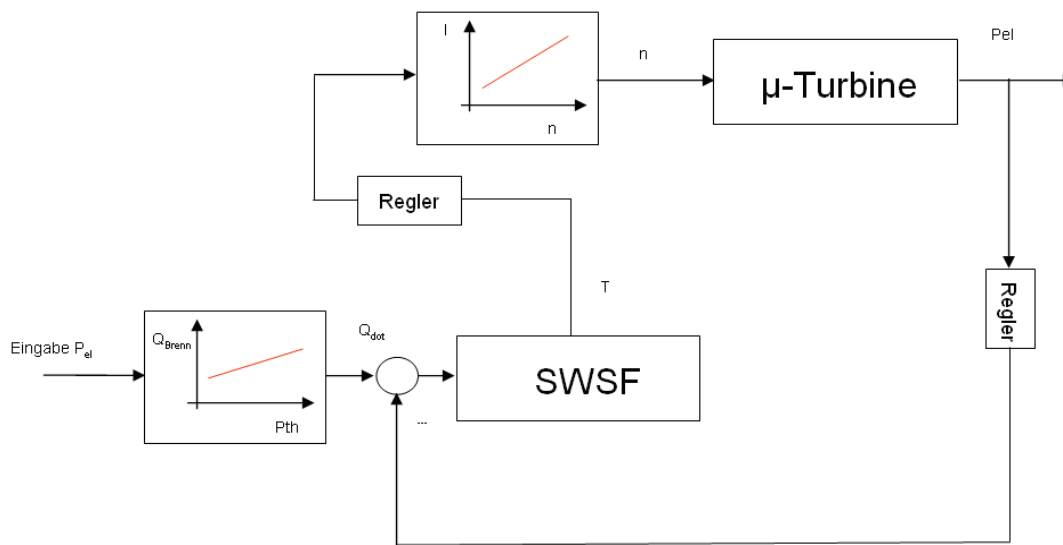


Abbildung 4-39: Regelung der extern befeuerten μ -Turbinen-Regelung in Abhängigkeit der Reaktionsbetttemperatur

Der Brennstoffeintrag in die SWSF wird durch die extern befeuerte μ -Turbine geregelt.

Der Brennstoffeintrag in das Reaktionsbett der SWSF wird durch die μ -Turbine in Abhängigkeit zur angeforderten elektrischen Leistung geregelt. Dabei muss neben einer konstanten Reaktionsbetttemperatur und der Betriebssicherheit zusätzlich die Sauerstoffkonzentration in den Verbrennungsgasen mit in die Regelung einfließen.

Bei erhöhter Leistungsanforderung durch die Turbine darf die Sauerstoffkonzentration in der SWSF einen brennstoffspezifischen Minimalwert nicht unterschreiten. Wenn diese Grenze erreicht ist, kann nur eine Vergrößerung des

Wirbelluftdurchsatzes zu einer erhöhten Feuerungsleistung führen. Dabei sind Grenzen hinsichtlich der Fluidisation und des Feststoffaustrags der SWSF zu beachten.

Die Abbildung 4-40 zeigt das Regelschema, bei der die extern befeuerte μ -Turbine den Brennstoffeintrag in die SWSF regelt.

Regelung der extern befeuerten μ -Turbine

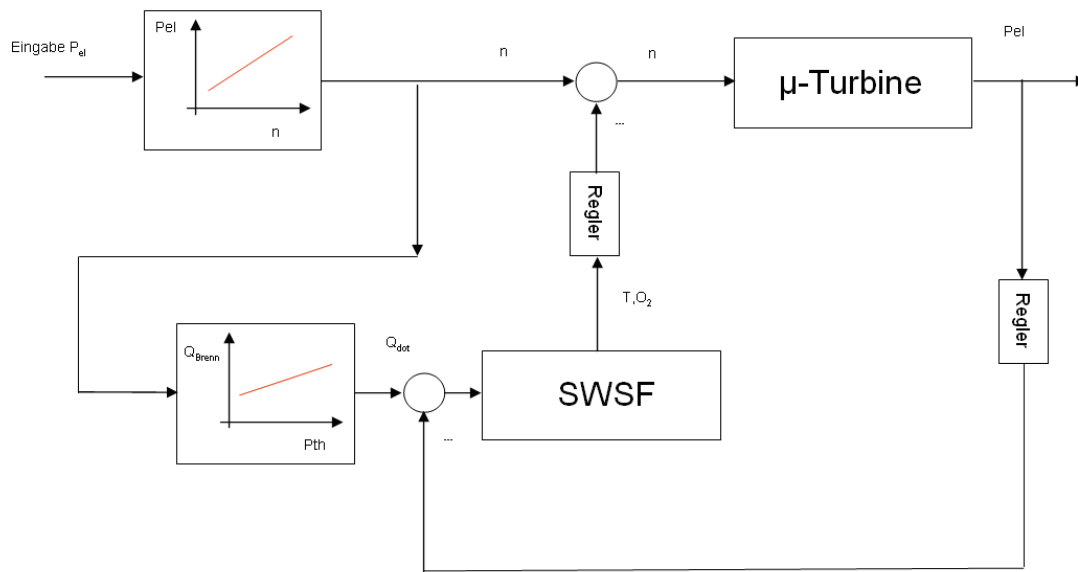


Abbildung 4-40: Regelung bei der die μ -Turbine den Brennstoffeintrag vorgibt.

Fazit:

Da die μ -Turbine eine wesentlich schnellere Regelcharakteristik als die SWSF aufweist, ist das erste Regelkonzept ein umsetzbares Steuer- und Regelkonzept für den Verbund.

Aufgrund der wesentlich größeren Trägheit der SWSF im Gegensatz zur μ -Turbine ist es nicht möglich, das zweite Konzept zu realisieren (Runtime Error).

Ein Verbund der extern befeuerten μ -Turbine mit der SWSF kann nur realisiert werden, wenn die μ -Turbine mit der ursprünglichen Remotesoftware gesteuert werden kann.

4.4.1 Anpassung der Steuerung der ursprünglichen μ -Turbine

Ziel ist es, die Steuerung so zu verändern, dass die μ -Turbine im herkömmlichen Sinn gesteuert werden kann. Dies bedeutet die μ -Turbine bekommt eine Leistungsanforderung und setzt diese um. Nur über die herkömmliche User-Remotesoftware ist es möglich, auch eine externe Leistungsanforderung der μ -Turbine zu übermitteln und somit die Kommunikation zwischen μ -Turbine und SWSF aufzubauen.

Das wesentliche Problem der ursprünglichen Firmware besteht darin, dass die Betriebsparameter der μ -Turbine so abgestimmt sind, dass im Regelbetrieb nur minimale Abweichungen zugelassen werden. Werden diese Abweichungen überschritten, fährt die μ -Turbine mit einer Fehlermeldung ab. Ein weiterer Betrieb der μ -Turbine ist dann nicht mehr ohne weiteres möglich. Diese Abweichungen der regulären Betriebsparameter treten jedoch bei der extern befeuerten μ -Turbine unabdingbar auf, so dass dies die Steuerung auf die Situation der extern befeuerten μ -Turbine abgestimmt werden muß.

Im ersten Schritt müssen die für ein „Nicht-Starten“ bzw. „Abfahren“ der μ -Turbine ursächlichen Fehlerquellen an Hand des μ -Turbinenfehlercodes analysiert werden. In einem zweiten Schritt müssen Maßnahmen getroffen werden, dass die von der μ -Turbine gemeldeten Fehler nicht zu einem „Abfahren“ oder „Nicht-Starten“ führen. Dies ist zum einen möglich, indem die vorgegeben Parameterwerte angepasst bzw. verändert werden. Zum anderen muss der entsprechende Messfühler elektrisch so manipuliert werden, dass die zu erwartenden Messwerte anliegen.

Generell müssen zwei große Felder in der Regelung der μ -Turbine bearbeitet und angepasst werden:

1. Druckmesswerte der Brennstoffzufuhr.
2. Vorgaben der Regelwerte der TeT.

Die Herausforderung besteht darin, dass es nur möglich ist die Fehler, die durch einen TeT-Messwert hervorgerufen werden, während des laufenden Betriebes der SWSF zu analysieren und die Betriebsparameter aufeinander abzustimmen.

Die Anpassung der Regelung kann aufgrund des Umfangs und der komplexen Struktur der ursprünglichen μ -Turbinenregelung nicht in einem Arbeitsschritt erfolgen. Deshalb sollte die Anpassung in folgende Schritte aufgegliedert werden.

- Anfahren und stabiler Betrieb der extern befeuerten μ -Turbine bei in Betrieb befindlicher SWSF.
- Installation und Anpassung der Schnittstelle zwischen der extern befeuerten μ -Turbine und der SWSF.
- Gemeinsames Anfahren der SWSF und der extern befeuerten μ -Turbine.

Veränderungen der μ -Turbinenfirmware

Ein wesentliches Problem beim Ändern der Firmware besteht darin, dass keine Informationen zur Verfügung stehen. Dabei existieren keine Anhaltspunkte, wo die benötigten Informationen bei der μ -Turbine hinterlegt sind und welche Parameter verändert werden müssen, damit die μ -Turbine an die neuen Randbedingungen angepasst werden kann.

Nachdem die erforderlichen Informationen durch Auswertung der Signalgrößen von diesbezüglichen Heißtests zusammengetragen sind, werden folgende Veränderungen an den Parametern der Firmware vorgenommen:

- Die Drucksensoren der für den extern befeuerten Betrieb der μ -Turbine nicht mehr benötigten Brenngasversorgung werden mit Druckluft beaufschlagt, so dass diese den nominellen Wert von 4,2 bar_ü detektieren. Für den Dauerbetrieb müsste stattdessen das dem Drucksignal 4,2 bar_ü entsprechende elektrische Signal generiert und aufgeschaltet werden.
- Die Spreizung der Temperaturen, bei deren Über- oder Unterschreitung eine Fehlermeldung durch den TeT-Sensor ausgegeben wird, wird wesentlich vergrößert.

- Das Zeitintervall, bei dem eine Fehlermeldung zum Herunterfahren der μ -Turbine führt, wird ebenfalls wesentlich vergrößert.

Die Abbildung 4-41 stellt das Betriebsverhalten der extern befeuerten μ -Turbine nach dem Anpassen der Firmware im stationären Betriebszustand dar.

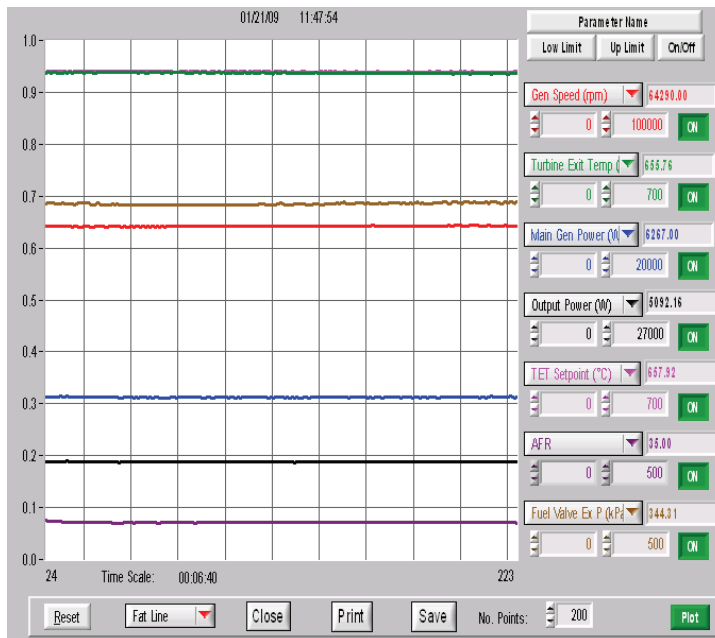


Abbildung 4-41: Betriebsverhalten der extern befeuerten μ -Turbine nach Anpassung der Firmware

Die Abbildung zeigt:

- Sämtliche μ -Turbinenparameter zeigen einen konstanten zeitlichen Verlauf auf.
- Die TeT (grüne Linie) und der TeT-Setpoint (rosa Linie) weisen nahezu keine Abweichungen auf. Nur bei annähernder Übereinstimmung dieser beiden Betriebsparameter ist es möglich, dass keine Fehlermeldungen während des Betriebes auftreten.

Zusammengefasst wird die Firmware der μ -Turbine so angepasst, dass diese als μ -Turbine mit externer Feuerung betrieben werden kann. Allerdings nur unter der Voraussetzung, dass die SWSF im Betrieb ist.

Neben dem stationären Betriebszustand wird untersucht, welches Betriebsverhalten die extern befeuerte μ -Turbine im nicht stationären Zustand aufweist. Dazu wird der

μ -Turbine durch die Remodesoftware eine elektrische Leistungsanforderung vorgegeben. Jedoch kann der Wärmebedarf der extern befeuerten μ -Turbine resultierend aus der elektrischen Leistungsanforderung nicht bereitgestellt werden. Somit sinkt die Turbineneintrittstemperatur. Die Abbildung 4-42 zeigt die μ -Turbinenkennwerte.

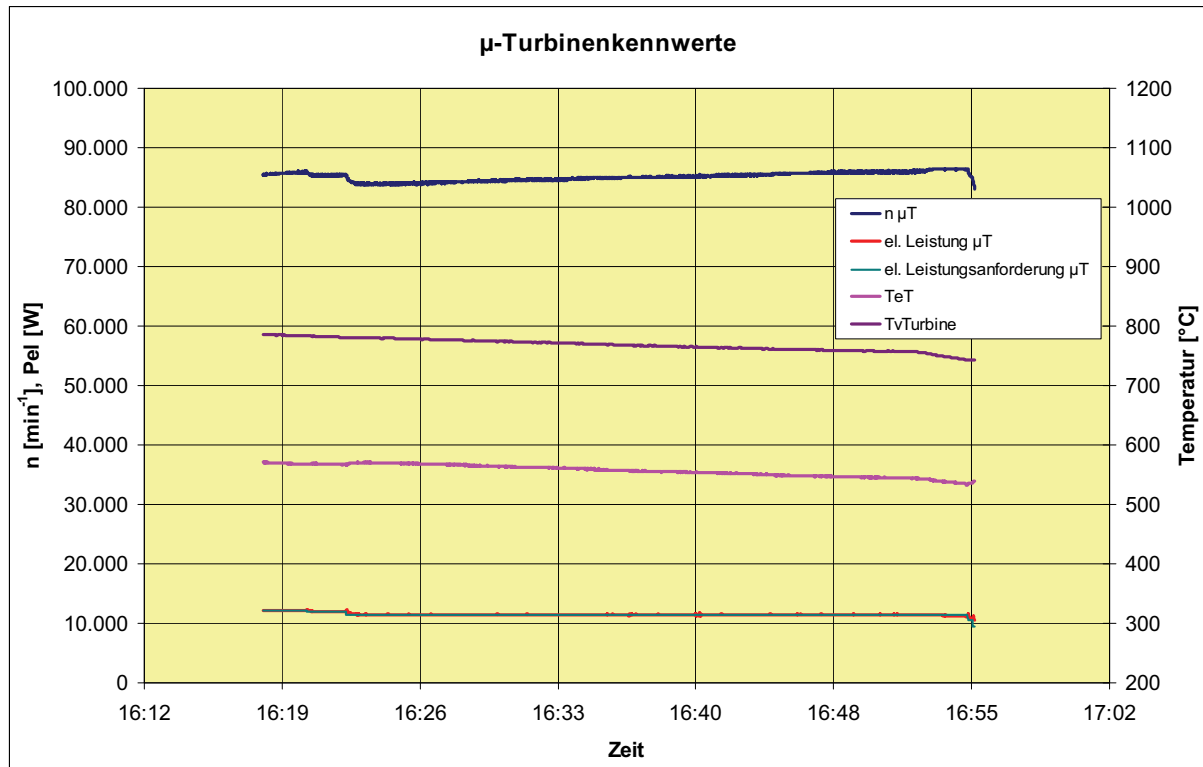


Abbildung 4-42: Betriebsverhalten der extern befeuerten μ -Turbine

Die Abbildung stellt dar:

- Die elektrische Leistungsanforderung (grüner Verlauf) und abgegebene elektrische Leistung (rote Linie) der μ -Turbine liegen während der Versuchsdauer nahezu exakt übereinander. Die Leistungsanforderung beträgt $11.500 \text{ W}_{\text{el}}$.
- Die Turbineneintritts- (violetter Verlauf) und -austrittstemperatur (rosa Verlauf) fallen stetig über die Versuchsdauer.
- Die μ -Turbinenwellendrehzahl (blauer Verlauf) steigt stetig über die Versuchsdauer.

Fazit der Untersuchung

Die μ -Turbinenregelung gleicht die sinkende Turbineneintrittstemperatur durch steigende Wellendrehzahl aus. Dies bedeutet, dass kleine Schwankungen der Turbineneintrittstemperatur durch die ursprüngliche μ -Turbinenregelung ausgeglichen werden.

Jedoch bedarf das Anfahren der SWSF mit gleichzeitigem Durchströmen des Hochleistungs- Wärmeübertragers einer angepassten Anfahrprozedur.

Anfahren der μ -Turbine mit angepasster Firmware

Durch die Anpassung der Firmware der μ -Turbine an die Randbedingungen der extern befeuerten μ -Turbine und dem Hochleistungs-Wärmeübertrager in der SWSF ist es notwendig, eine speziell abgestimmte Anfahrprozedur zu befolgen.

Die Anfahrprozedur wird in zwei wesentliche Schritte aufgeteilt:

1. Anfahren der SWSF.

Während des Anfahrens der SWSF ist es wichtig, dass der Hochleistungs-Wärmeübertrager ständig mit Luft durchströmt wird, um eventuelle Hot-Spots zu vermeiden. Dieser Anfahrvorgang dauert in der Regel drei bis vier Stunden.

2. Einspeisung von elektrischer Energie in das Stromnetz durch die extern befeuerte μ -Turbine.

Nach dem Anfahren der SWSF auf die Betriebstemperatur kann die extern befeuerte μ -Turbine gemäß ursprünglicher Prozedur gestartet werden.

Betrieb der μ -Turbine während des Anfahrens der SWSF

Die Turbine wird über die Schaltfläche „Start“ (Abbildung 4-43) der Remotesoftware gestartet.

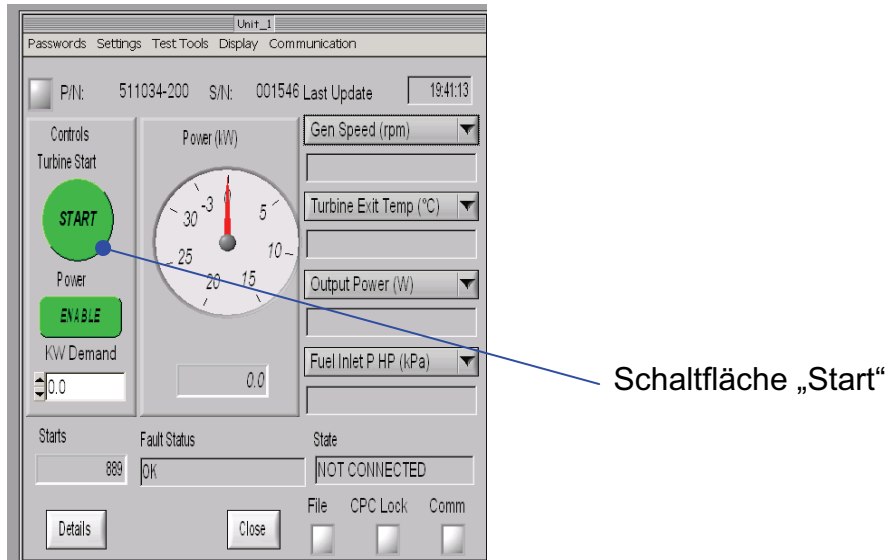


Abbildung 4-43: Remotesoftware

Daraufhin wird der Startvorgang der μ -Turbine eingeleitet. Da jedoch nicht die erforderliche hohe Temperatur durch den TeT-Fühler detektiert wird, leitet die Turbine selbständig einen Anfahrvorgang ein. Dabei wird eine Wellendrehzahl von 45.000 min^{-1} angefahren und konstant gehalten bis der TeT-Fühler eine Temperatur von kleiner $133 \text{ }^{\circ}\text{C}$ detektiert. Diese Prozedur ist im ursprünglichen Sinn zum Abkühlen der Maschine vorgesehen, um möglichst wenig thermische Spannungen in der μ -Turbine während des Abkühlens entstehen zu lassen.

Während des Anfahrens der SWSF ist es wichtig, dass der TeT-Fühler eine Mindest Temperatur von $133 \text{ }^{\circ}\text{C}$ detektiert, damit die μ -Turbine diese Prozedur nicht beendet und somit mit einer konstanten Wellendrehzahl von 45.000 min^{-1} weiterläuft.

Nachdem der Anfahrvorgang der SWSF abgeschlossen ist, muss der TeT-Fühler aus der Messstelle (Abbildung 4-44) „gezogen“ werden, um die Maschine zu stoppen und den zweiten Schritt der Anfahrprozedur einzuleiten.

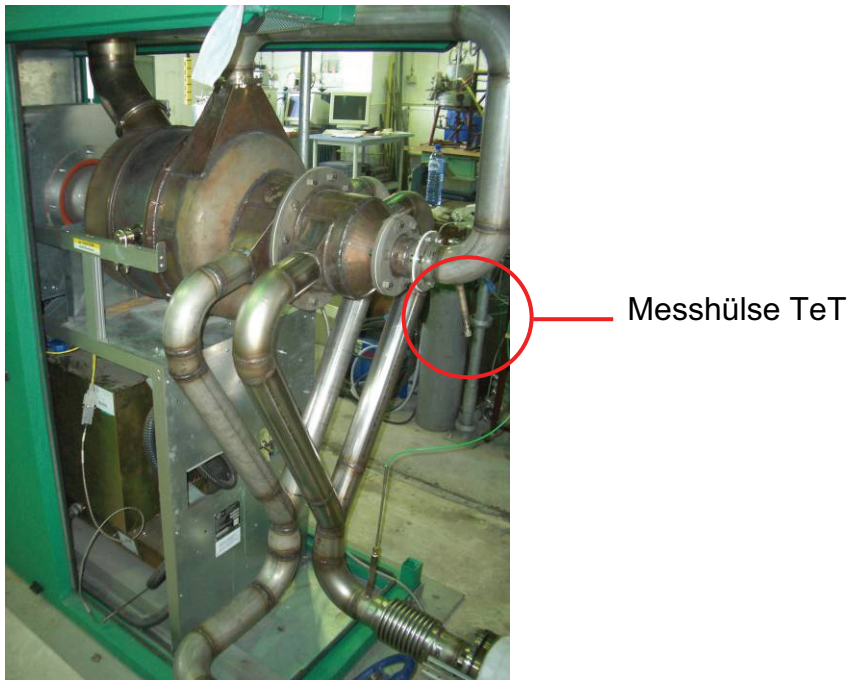


Abbildung 4-44: extern befeuerte μ -Turbine

Generell kann die Turbine nur gestoppt werden, wenn der TeT-Fühler einen Wert von unter 133 °C detektiert. Dies kann nur durch manuelles Entfernen des TeT-Fühlers aus der Messhülse respektive durch Bereitstellen eines extern erzeugten äquivalenten elektrischen Signals oder durch sinnvolles Abfahren der SWSF erfolgen.

In der Abbildung 4-45 ist der Ablaufplan der ersten Schritte der Anfahrprozedur graphisch dargestellt.

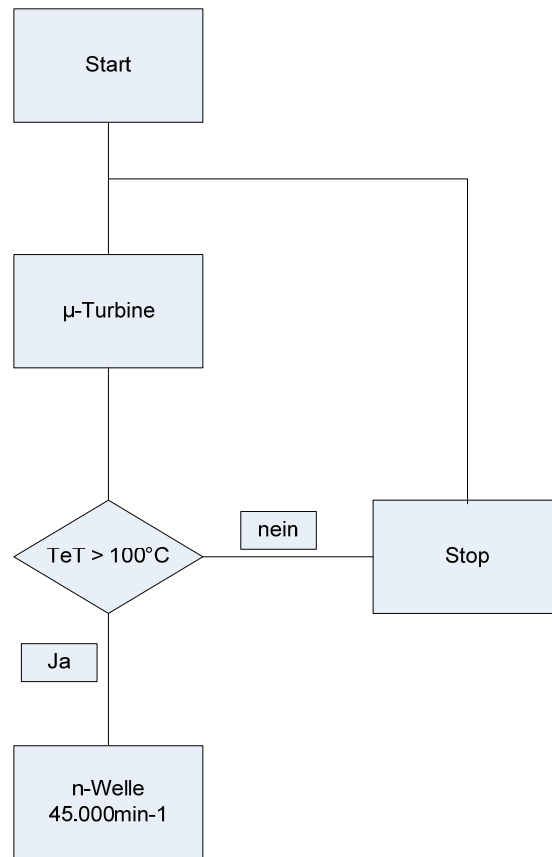


Abbildung 4-45: Ablaufplan Anfahren der SWSF

Betrieb der μ -Turbine im „heißen“ Betriebszustand der SWSF

Der TeT-Fühler muss wieder in die Messhülse (Abbildung 4-44) „eingeführt“ werden. Daraufhin wird die extern befeuerte μ -Turbine wieder durch die Schaltfläche „Start“ (Abbildung 4-43) gestartet. Aufgrund dieses Befehles beginnt die μ -Turbine mit dem Startvorgang und läuft bis zu einer Drehzahl von 45.000 min^{-1} hoch. Diese wird gehalten, bis der TeT-Fühler eine Temperatur von $649,4 \text{ }^{\circ}\text{C}$ detektiert. Daraufhin fährt die Turbine die „angeforderte“ elektrische Leistung an. Die generierte Leistung kann nun frei gewählt werden.

Abgefahren wird die μ -Turbine, indem die Schaltfläche „Stop“ in der Remotesoftware gedrückt und der TeT-Fühler aus der Messhülse entfernt wird. Nachdem der TeT-Fühler eine Temperatur unter $133 \text{ }^{\circ}\text{C}$ detektiert, stoppt die μ -Turbine.

Die Abbildung 4-46 zeigt den Ablaufplan des Anfahrens der extern befeuerten μ -Turbine bei heißer SWSF.

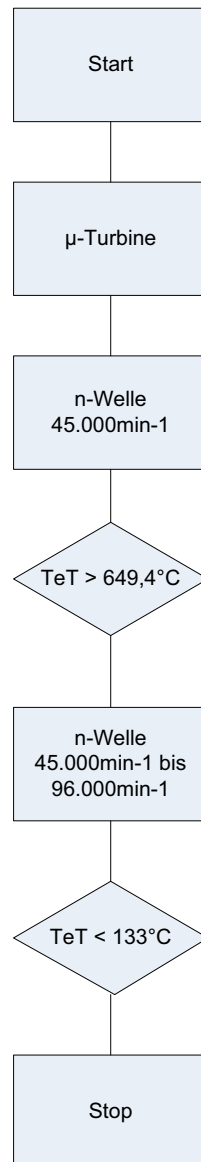


Abbildung 4-46: Ablaufplan Anfahren der SWSF

Fazit:

Es hat sich im praktischen Versuch gezeigt, dass die Anpassung der Firmware an die Randbedingungen der extern befeuerten μ -Turbine funktionsfähig ist. Somit ist die Grundlage geschaffen worden, eine Kommunikation zwischen der extern befeuerten μ -Turbine und der SWSF aufzubauen.

5 Zusammenfassung

Auf dem Gebiet des Energiesektors besteht ein deutlicher Bedarf an neuen Konzepten zur Strom- und Wärmeerzeugung. Dabei muss eine besondere Gewichtung auf die Schonung der vorhandenen Energieressourcen gelegt werden. Es müssen Konzepte entwickelt werden, die einen Teil dazu beitragen die zukünftige Versorgungslücke auf dem Gebiet der Energieversorgung zu minimieren.

Ein Konzept könnte die in dieser Arbeit untersuchte extern befeuerte μ -Turbine mit der Stationären-Wirbelschichtfeuerung sein, da es durch den Verbund auf einer außergewöhnlichen Art und Weise gelungen ist eine KWK Lösung zu erarbeiten. Gleichzeitig ist es gelungen, nahezu jeden Brennstoff einzusetzen.

Im Vorfeld dieser Arbeit haben bereits einige theoretische Studien gezeigt, dass die extern befeuerte μ -Turbine eine Menge an Potential beinhaltet. Die Studien in diesem Zusammenhang bestätigten durchgehend das einheitliche Ergebnis, dass der Druckverlust des gesamten Systems der Schlüssel zum Erfolg ist. Vor diesem Hintergrund wurde bzw. konnte bisher an anderer Stelle nur ein μ -Gasturbinensystem zur extern befeuerten μ -Turbine umgebaut werden. Jedoch weist diese umgebaute μ -Gasturbine nicht den hohen Entwicklungsstand der Capstone C30 μ -Turbine auf und ist nur mit einer Holz- Rostfeuerung gekoppelt.

Der realisierte Verbund, von Capstone C30 μ -Turbine und Stationärer-Wirbelschichtfeuerung weist dem gegenüber signifikante Vorteile auf. Dies sind im Wesentlichen der hohe Entwicklungsstand der μ -Turbine und die maximale Flexibilität bezüglich der potentiellen Brennstoffe.

Das Problem beim Umbau war, dass keinerlei belastbare Informationen der μ -Turbine vorhanden waren. Somit musste die μ -Turbine im Vorfeld bezüglich ihrer Betriebsparameter wie Druck und Volumenstrom in Abhängigkeit von der Wellendrehzahl vermessen werden. Weiterhin wurde eine Simulation des offenen rekuperierten Gasturbinenprozesses erstellt, um die Einflüsse des Verbundes auf die elektrische Leistungsausbeute zu untersuchen. Dabei wurden speziell die Einflüsse

der niedrigeren Verbrennungstemperatur der Stationären-Wirbelschichtfeuerung und die des Druckverlustes untersucht.

Dabei hat sich gezeigt, dass die niedrigeren Turbineneintrittstemperaturen im Vergleich zur ursprünglichen μ -Turbine, eine Leistungseinbuße von ca. 19 % im isentropen Kreisprozess zur Folge hat. Zusätzlich ergab die Simulation, dass eine Druckerhöhung nach dem Verdichter eine höhere Leistungsausbeute möglich machen würde.

Da bei der Simulation lediglich die isentropen Zustandsänderungen betrachtet wurden, wurde für Radialverdichter und -turbine eine weitere Simulation modelliert. Diese berechnet in Abhängigkeit von den geometrischen Gegebenheiten zum einen das Verdichterkennfeld und zum anderen die Wirkungsgradverläufe vom Radialverdichter und -turbine. Die Simulation hat gezeigt, dass es nicht möglich ist, den Verdichterausgangsdruck zu erhöhen, ohne die Pumpgrenze zu tangieren. Die Zusammenführung der Ergebnisse der beiden Simulationen hat ergeben, dass ein maximaler Wirkungsgrad von ca. 26 % bei einer Turbineneingangstemperatur von 850 °C erreicht werden könnte.

Bezüglich des Umbaus wurde versucht, einen maximalen Anteil der ursprünglichen μ -Turbinenperipherie weiter zu nutzen. Somit ist der Umbau auf den ursprünglichen Turbinen-Core gesetzt worden. Auch hier bestand wieder das Problem, dass keinerlei belastbare Informationen hinsichtlich der Luftführung vorhanden waren.

Der Umbau wurde, auf den verbliebenen Teil des vorhandenen Core's nur gesteckt. Diese Verbindungsweise entspricht dem ursprünglichen Konstruktionsdesign und ist so übernommen wurden. Allerdings haben die experimentellen Untersuchungen gezeigt, dass zusätzliche Abdichtungen in den Umbau eingebracht werden müssen.

Während der experimentellen Untersuchungen konnte eine maximale Leistung von 17,31 kW_{el} ins Netz eingespeist werden. Dabei wurde ein Wirkungsgrad von 16 % erzielt. Durch die Optimierung des Hochleistungs-Wärmeübertragers wäre es sogar möglich, höhere Wirkungsgrade zu erreichen. Da das UmbaudeSIGN keinerlei Wärmedämmung gegen die internen Wärmeverluste vorsieht, wurden dessen Wärmeverluste theoretisch berechnet. Die Analyse ergab, dass die internen Wärmeverluste rund 3.000 W aufweisen. Somit erfährt der Turbinenvolumenstrom

eine Abkühlung von rund 10 K und eine äquivalente Leistungseinbuße von ca. 1000 W_{el}.

Um die maximale Effizienz des Verbundes zu erzielen musste die Grundlage einer Kommunikation zwischen der extern befeuerten μ -Turbine und der Stationären-Wirbelschicht geschaffen werden. Dazu sind die Betriebsparameter der μ -Turbinenfirmware den Anforderungen der extern befeuerten μ -Turbine angepasst worden um somit diese mit der ursprünglichen Remotesoftware steuern zu können. Dadurch ist es möglich geworden, die Kommunikation zwischen μ -Turbine und Stationärer-Wirbelschichtfeuerung über eine SPS zu realisieren.

Generell hat diese Arbeit gezeigt, dass der Verbund von extern befeuerten μ -Turbine und Stationärer-Wirbelschichtfeuerung eine gute elektrische Ausbeute erzielen kann.

Um den Verbund von extern befeuerter μ -Turbine und Stationärer-Wirbelschichtfeuerung zu einem Prototyp zu entwickeln, sollten einige Verbesserungen vorgenommen werden. Diese sind:

- Minimierung der Strömungsverluste,
- Minimierung der internen Wärmeverluste,
- und Erstellung einer Kommunikation.

Durch diese Maßnahmen könnte die auf der Basis der Capstone C30 μ -Turbine fußende extern befeuerte μ -Turbine eine Leistungsausbeute von mehr als 20 kW_{el} bei einem Wirkungsgrad > 20 % (bezogen auf die im HT-WÜ ausgekoppelte Energie) erzielen.

Die theoretischen und experimentellen Untersuchungen haben gezeigt, dass im technisch äußerst interessanten Leistungsbereich um 20 kW_{el} die Kopplung von SWSF und extern befeuerten μ -Turbine einen konkurrenzlos günstigen "elektrischen" Wirkungsgrad realisieren kann. Die Nutzung der Abwärme durch eine KWK-Anlage bringt höchste Effizienz bei maximaler Variabilität der einsetzbaren Brennstoffe.

Die Kopplung von SWSF und extern befeuerten μ -Turbine ist ein innovatives und zukunftssträchtiges dezentrales Energiesystem kleiner Leistung.

6 Anhang

6.1 Quellen

- [1] M. Kautz, Prof. Dr.-Ing. U. Hansen, The Externally Fired Gas Turbine (EFGT-Cycle) and Simulation of the Key Components, University of Rostock, Institute for Energy- and Environmental Technology
- [2] „Unsere Strategie für eine nachhaltige Entwicklung“, Bundesregierung der Bundesrepublik Deutschland, April 2002
- [3] Weißbuch für eine Gemeinschaftsstrategie und Aktionsplan: Energie für die Zukunft: Erneuerbare Energieträger, Kommission der europäischen Gemeinschaft, 1997
- [4] Bundesamt für Mensch und Umwelt, Ermittlung der Potenziale für die Anwendung der Kraft-Wärme-Kopplung und der erzielbaren Minderung der CO₂-Emissionen einschließlich Bewertung der Kosten (Verstärkte Nutzung der Kraft-Wärme-Kopplung), Forschungsbericht 20241182 UBA-FB 000943, Juli 2007
- [5] P. Boyce, Gas Turbine Engineering Handbook, Gulf Professional Publishing, Boston, 3. Auflage, 2001
- [6] Capstone Turbine Cooperation, www.capstoneturbine.de, 30.07.2007
- [7] Prof. Dr.-Ing. K.-P. Dielmann, Dipl.-Ing. W. Schieke, Mikro-Gasturbinen -Aufbau und Anwendung, VDI Bericht Nr. 1566, 2000
- [8] Capstone Turbine Corporation, <http://www.capstoneturbine.com>, 22.10.2007
- [9] Arbeitsgemeinschaft für Sparsamen und Umweltfreundlichen Energieverbrauch E.V., Mikro-KWK, Motoren Turbinen und Brennstoffzellen
- [10] Prof. Dr.-Ing. Ulf Hansen, Dipl.-Ing. Martin Kautz, Dr. Ing. Jürgen Karl, Simulation von extern gefeuerten Gasturbinen (EFGT-Cycle)

- [11] R. Peche, Klimaschutz durch effiziente Energienutzung Einsatzmöglichkeiten der Mikrogasturbine in Kraft-Wärme-Kopplungsanlagen, Bayerisches Landesamt für Umwelt, 2007
- [12] B. Elmegaard, B. Qvale, G. Giacinto, P. De Faveri Tron, Open-cycle Indirectly Fired, Gas Turbine for Wet Biomass Fuels, ECOS 2001, pp. 361-368, July 4-6, 2001
- [13] Y. Schmellekamp, Nutzung von Biogas in Mikrogasturbinen, NOWUM-Energy
- [14] E-Quad Power Systems, [www. Microturbine.de](http://www.Microturbine.de), 29.10.2007
- [15] Datenblatt CR30 und CR65, Capstone Turbines, www.microturbine.com, 29.10.2007
- [16] „Wirbelschichtfeuerung“, Wikipedia, 27.07.2007
- [17] V. Spiegelberg, Konzept zur thermischen Nutzung von Glycerin / Schleimstoff in ES+S – Wirbelschichtverbrennungsanlagen, ES+S, Rostock, Mai 2007
- [18] K. Strauß, Kraftwerkstechnik zur Nutzung fossiler, regenerativer und nuklearer Energiequellen, Springer Verlag Heidelberg, 1998
- [19] B. Gebhardt, Dr. H. Didik, V. Spiegelberg, Landkreis Nordvorpommern – Eine neue Qualität in der Deponienachsorge durch den Einsatz einer Wirbelschichtfackel (SWSF), ES+S
- [20] Prof. Dr.-Ing. habil. D. Steinbrecht, Lehrstuhl Umwelttechnik, Universität Rostock
- [21] D. Pritchard, Biomass fuelled indirect fired micro gas turbine, Talbott's heating Ltd, 2005
- [22] A. Hiller, J. Löser, C. Schmid, G. Nauditt, Neue Möglichkeiten zum Einsatz von keramischen Wärmeübertragern bei Prozessen mit hohen Temperaturen und schwierigen Atmosphären, Verfahren und Anlagen der Hochtemperatuerenergietechnik: Stand und Entwicklungsperspektiven, 3. Kraftwerkstechnisches Kolloquium, 11.10.2007 in Dresden

- [23] J. Schulte-Fischedick, S. Zunft, Entwicklung keramischer Plattenwärmeübertrager für Einsatztemperaturen bis 1250 °C, Verfahren und Anlagen der Hochtemperaturenergetechnik: Stand und Entwicklungsperspektiven, 3. Kraftwerkstechnische Kolloquium, 11.10.2007 in Dresden
- [24] C. Ehlers, Hochtemperatur-Wärmeübertrager für ein Gas- und Dampfturbinen Kraftwerk mit Kohlenstaubdruckfeuerung, Shaker Verlag Aachen, 2005
- [25] Talbott's Ltd, <http://www.talbotts.co.uk/>, 06.11.2007
- [26] Bowman Power Group Ltd, <http://www.bowmanpower.co.uk>
- [27] Earl Logan Jr., Ramendra Roy, Handbook of Turbomachinery , Dekker 2003
- [28] Capstone Turbine Corporation, Technical Reference Capstone Model C30 Performance, Februaray 2004
- [29] Willi Bohl, Strömungsmaschinen 2 Berechnung und Konstruktion, Vogel Fachbuch Kamprath-Reihe 1999
- [30] K. Bammer, C Keller und H Kress, Heißluftturbinenanlagen mit Kohlestaubfeuerung für Stromerzeugung und Heizwärmelieferung, Brennstoff-Wärme-Kraft, 1956
- [31] Reiner Buck, Sonne treibt Gasturbine an, Neuartiger Solarreceiver-Technologie verdoppelt den Wirkungsgrad beim Umwandeln von Sonnenstrahlen in Strom, Solarbrief 1/00 des Solarenergie- Fördervereins.
- [32] B. Elmegaard, U. Henriksen, B. Qvale, Thermodynamic Analysis of Supplementary Gas Turbine Cycles, Technical University of Denmark
- [33] Zentrum für Energieforschung Stuttgart (ZES), Extern-gefeuerter Gasturbinenprozess zur Karftwärmekopplung mit biogenen Festbrennstoffen, ,August 2004
- [34] Verein deutscher Ingenieure, VDI- Richtlinie 4670 Thermodynamische Stoffwerte von feuchter Luft und Verbrennungsgasen, Februar 2003

- [35] Peter L. Meitner, Arthur J. Glassmann, Computer Code for Off-Design Performance Analysis of Radial –Inflow Turbines with Rotor Blade Sweep, Nasa Technical Paper 2199, Averadcom Technical Report 83-C-4, 1983
- [36] C.A. Wasserbauer, A.J. Glassmann, FORTRAN Programm for Predicting Off-Design of Radial-Inflow Turbines, NASA TN D-8063, 1975
- [37] Meherwan P. Ph.D. and P.E, Gas Turbine Engineering Handbook, third Edition, Gulf Professional Publishing 2006
- [38] Hany Moutstapha, Mark F. Zelesky, Nicholas C. Baines, David Japikse, Axial and Radial Turbines, Concepts NREC 2003
- [39] Willy J.G. Bräunling Flugzeugtriebwerke, Springer Verlag, Berlin Heidelberg New York 2004
- [40] Prof. Dr.-Ing. habil. D. Steinbrecht, Abschnitt 2 Wirbelschichtfeuerung Schwerpunkt Stationäre-Wirbelschichtfeuerungen, Universität Rostock 2006
- [41] Hany Moustapha, Mark F. Zelesky, Nicholas C. Bains, David Japiks; Axial and Radial Turbines; Concepts NREC 2003
- [42] AD 2000-Merkblatt B1, Ausgabe Oktober 2000
- [43] DIN EN 10095
- [44] DIN EN 10088-2
- [45] Stahlschlüssel: Taschenbuch - Wissenswertes über Stähle, Verlag Stahlschlüssel Wegst GmbH, Marbach/N.; 2007
- [46] AD 2000-Merkblatt B8, Ausgabe Mai 2002
- [47] AD 2000-Merkblatt B7, Ausgabe Mai 2002
- [48] Prof. Dr.-Ing. habil. D. Steinbrecht, Dipl.-Ing. Tristan Vincent, Umwelttechnik, Universität Rostock
- [49] Norbert Elsner, Siegfried Fischer, Jörg Huhn, Grundlagen der Technischen Thermodynamik - Band 2 Wärmeübertragung, Akademie Verlag 1993
- [50] VDI- Wärmeatlas, 8. überarbeitete und erweiterte Auflage

- [51] Dipl.-Ing. G. Gaderer TU München, Hochtemperaturwärmeübertrager für eine indirekt biomassebefeuerte Gasturbine, Bayerisches Zentrum für Angewandte Energieforschung
- [52] Klaus Bauerfeind, Steuerung und Regelung der Turbotriebwerke, Birkhäuserverlag, Berlin 1999
- [53] Alex Widenhorn, Energie aus Gasturbine und Brennstoffzelle, DLR Nachrichten 120
- [54] A. Traverso, F. Calzolari, A.F. Massardo, Transient behaviour and control system for micro gas turbine advanced cycles, Journal of Engineering of Gas Turbines and Power 2005

6.2 Mathematische Beschreibung der physikalischen Zusammenhänge bei der Simulation des Verdichters

FORMELZEICHEN der Simulation

A	m ²	Fläche
BL4		Verhältnis von sperrenden Fläche in Sektor 4 zu freier Fläche in 5
CLFR1		Verhältnis von Spalt zu Strömungsquerschnitt im Sektor 1
D _h	m	Hydraulischer Durchmesser
e _{3D}		3D Verlustfaktor
f	-	Verlustfaktor
g _c	m/s ²	Erdbeschleunigungskonstante
h	J/kg	Enthalpie
J		Konstante
K		Sektornummer
L	J/kg	Verluste
M		Machzahl
N _{bl}	-	Anzahl der Rotorblätter
p	Pa	Druck
T	K	Temperatur
U	m/s	tangentiale Geschwindigkeit
R	J/kgK	Gaskonstante
r	m	Radius
V	m/s	absolute Strömungsgeschwindigkeit

w	kg/s	Massenstrom
W	m/s	relativ Geschwindigkeit
α	-	Strömungswinkel
β		relativer Strömungswinkel
ϵ_{lim}		Korrekturfaktor
γ	-	Isentropenexponent
μ	kg/m ³	dynamische Viskosität
ρ	Kg/m ³	Dichte

Indizes der Simulation

0	Diffusor Austritt
1	Diffusor Eintritt
2	Übergang zwischen Laufrad und Diffusor
3	Laufradaustritt
4	Laufradeintritt
5	Eintritt
bl	Blatt
cl	Spalt
cr	kritisch
df	Läufer
i	Einstellung
p	primär
opt	Optimum
r	Radial

u	tangential
,	absolut
''	relativ

Zustandsänderung im Punkt „1“

Temperaturänderung:

$$T'_{1,p} = T'_{0,p} \quad \text{Gl. 22}$$

Berechnung eines 3D- Verlustfaktors:

$$\bar{e}_{3D} = \frac{\left(\frac{p'_1}{p'_2}\right)^{\frac{(\gamma-1)}{\gamma}} \left[1 - \frac{\gamma-1}{\gamma+1} \cdot \left(\frac{V}{V_{cl}}\right)_1^2 \right] + \frac{\gamma-1}{\gamma+1} \cdot \left(\frac{V}{V_{cl}}\right)_1^2 - 1}{\left(\frac{p'_1}{p'_2}\right)^{\frac{(\gamma-1)}{\gamma}} \left[1 - \frac{\gamma-1}{\gamma+1} \cdot \left(\frac{V}{V_{cl}}\right)_1^2 \right] - 1} \quad \text{Gl. 23}$$

Druckänderung von Punkt „0“ zu Punkt „1“ in Abhängigkeit von Geschwindigkeitsänderung und Verlusten

$$p'_{1,p} = p'_{0,p} \cdot \left[\frac{1 - \bar{e}_{3D} - \frac{\gamma-1}{\gamma+1} \left(\frac{V}{V_{cr}}\right)_{1,p}^2}{(1 - \bar{e}_{3D}) \left[1 - \frac{\gamma-1}{\gamma+1} \left(\frac{V}{V_{cr}}\right)_{1,p}^2 \right]} \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad \text{Gl. 24}$$

Druckänderung von Punkt „0“ zu Punkt „1“ in Abhängigkeit von isentropen Zustandsänderung.

$$p_{1,p} = p'_{1,p} \cdot \left[1 - \frac{\gamma-1}{\gamma+1} \left(\frac{V}{V_{cr}}\right)_{1,p}^2 \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad \text{Gl. 25}$$

Druckänderung von Temperatur „0“ zu Punkt „1“ in Abhängigkeit von der isentropen Zustandsänderung.

$$T_{1,p} = T'_{1,p} \cdot \left[1 - \frac{\gamma-1}{\gamma+1} \left(\frac{V}{V_{cr}} \right)_{1,p}^2 \right] \quad \text{Gl. 26}$$

Dichte des Volumenstromes im Punkt „1“.

$$\rho_{1,p} = \frac{p_{1,p}}{RT_{1,p}} \quad \text{Gl. 27}$$

Geschwindigkeit

$$V_{1,p} = \left(\frac{V}{V_{cr}} \right)_{1,p} \left(\frac{2\gamma g_c RT'_{1,p}}{\gamma+1} \right)^{\frac{1}{2}} \quad \text{Gl. 28}$$

Relativgeschwindigkeit

$$W_{1,p} = p_{1,p} V_{1,p} A_1 (1 - CLFR1) \cos \alpha_{1,p} \quad \text{Gl. 29}$$

Strömungswinkel

$$\alpha_{1,p,ck} = \cos^{-1} \left[\frac{w_{p,mx}}{\rho_{1,p} V_{1,p} A_1 (1 - CLFR1)} \right] \quad \text{Gl. 30}$$

tangentiale Strömungsgeschwindigkeit

$$V_{u,1,p} = V_{1,p} \sin \alpha_{1,p} \quad \text{Gl. 31}$$

radiale Strömungsgeschwindigkeit

$$V_{r,1,p} = V_{1,p} \cos \alpha_{1,p} \quad \text{Gl. 32}$$

Machzahl

$$M_{1,p} = \left[\frac{\frac{2}{\gamma+1} \left(\frac{V}{V_{cr}} \right)_{1,p}^2}{1 - \frac{\gamma-1}{\gamma+1} \left(\frac{V}{V_{cr}} \right)_{1,p}^2} \right]^{\frac{1}{2}} \quad \text{Gl. 33}$$

Zustandsänderung von Punkt „0“ zu Punkt „1“ bezüglich der Spaltverluste

Temperaturänderung

$$T'_{1,cl} = T'_{1,p} \quad \text{Gl. 34}$$

Druckänderung

$$p'_{1,cl} = p'_{1,p} \quad \text{Gl. 35}$$

Geschwindigkeitsänderung

$$V_{1,cl,cr} = V_{1,p,cr} \quad \text{Gl. 36}$$

Verhältnis der Geschwindigkeiten

$$\left(\frac{V}{V_{cr}} \right)_{1,cl} = \left(\frac{V}{V_{cr}} \right)_{1,p} \quad \text{Gl. 37}$$

Dichteänderung

$$\rho_{1,cl} = \rho_{1,p} \quad \text{Gl. 38}$$

Geschwindigkeit in Abhängigkeit der Radius

$$V_{u,1,cl} = \frac{r_0 V_{u,0}}{r_1} \quad \text{Gl. 39}$$

Strömungswinkel

$$\alpha_{1,cl} = \sin^{-1} \left(\frac{V_{u,1,cl}}{V_{1,cl}} \right) \quad \text{Gl. 40}$$

Massenstrom

$$w_{1,cl} = p_{1,cl} V_{1,cl} A_1 (1 - CLFR1) \cos \alpha_{1,cl} \quad \text{Gl. 41}$$

Aufgrund der vorherigen Annahmen:

Verhältnis zwischen Geschwindigkeit und maximal Geschwindigkeit

$$\left(\frac{V}{V_{cr}}\right)_0 = \frac{(w_{1,p} + w_{1,cl})RT'_0}{A_0 \cos \alpha_0 p'_0 V_{0,cr} \left[1 - \frac{\gamma-1}{\gamma+1} \left(\frac{V}{V_{cr}}\right)_1^2\right]^{\frac{1}{\gamma-1}}} \quad \text{Gl. 42}$$

Druck

$$p_0 = p'_0 \cdot \left[1 - \frac{\gamma-1}{\gamma+1} \left(\frac{V}{V_{cr}}\right)_0^2\right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad \text{Gl. 43}$$

Temperatur

$$T_o = T'_0 \cdot \left[1 - \frac{\gamma-1}{\gamma+1} \left(\frac{V}{V_{cr}}\right)_0^2\right] \quad \text{Gl. 44}$$

Dichte

$$\rho_0 = \frac{p_0}{RT_0} \quad \text{Gl. 45}$$

Geschwindigkeit

$$V_0 = \left(\frac{V}{V_{cr}}\right)_{1,p} \left(\frac{2\gamma g_c RT'_0}{\gamma+1}\right)^{\frac{1}{2}} \quad \text{Gl. 46}$$

Tangential Geschwindigkeit

$$V_{u,0} = V_0 \sin \alpha_0 \quad \text{Gl. 47}$$

Radaial Geschwindigkeit

$$V_{r,0} = V_0 \cos \alpha_0 \quad \text{Gl. 48}$$

Zustandsänderung im Punkt „2“

Temperatur

$$T'_2 = T'_1 \quad \text{Gl. 49}$$

Tangentialgeschwindigkeit in Abhängigkeit von Einstromwinkel

$$V_{u,2} = \frac{V_1}{w_{1,p} + w_{1,cl}} (w_{1,p} \sin \alpha_{1,p} + w_{1,cl} \sin \alpha_{1,cl}) \quad \text{Gl. 50}$$

Tangentialgeschwindigkeit

$$V_{u,2} = V_1 \sin \alpha_{1,p} = V_{u,1} \quad \text{Gl. 51}$$

Strömungsgeschwindigkeit

$$V_2 = (V_{r,2}^2 + V_{u,2}^2)^{\frac{1}{2}} \quad \text{Gl. 52}$$

Verhältnis der Strömungsgeschwindigkeit zur maximalen Strömungsgeschwindigkeit

$$\left(\frac{V}{V_{cr}} \right)_2 = \frac{V_2}{\left(\frac{2\gamma R g_c T'_2}{\gamma + 1} \right)^{1/2}} \quad \text{Gl. 53}$$

Temperatur in Abhängigkeit des Geschwindigkeitsverhältnisses

$$T_2 = T'_2 \cdot \left[1 - \frac{\gamma - 1}{\gamma + 1} \left(\frac{V}{V_{cr}} \right)_2^2 \right] \quad \text{Gl. 54}$$

Druck durch Geschwindigkeitsänderungen

$$p'_2 = p'_1 - \left(1 - \frac{V_{r,2}}{V_{r,1}} \right)^2 \left(\frac{0,5 p_1 V_1^2}{g_c} \right) \quad \text{Gl. 55}$$

Druck auf Grund isentroper Zustandsänderung

$$p_2 = p'_2 \cdot \left[1 - \frac{\gamma - 1}{\gamma + 1} \left(\frac{V}{V_{cr}} \right)_2^2 \right]^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad \text{Gl. 56}$$

Dichte

$$\rho_2 = \frac{p_2}{RT_2} \quad \text{Gl. 57}$$

Strömungswinkel

$$\alpha_2 = \cos^{-1} \left(\frac{V_{r,2}}{V_r} \right) \quad \text{Gl. 58}$$

Massenstrom

$$w_2 = p_2 V_2 A_2 \cos \alpha_2 \quad \text{Gl. 59}$$

Summe des Massenstroms

$$w_2 = w_{1,p} + w_{1,cl} \quad \text{Gl. 60}$$

Zustandsänderung im Punkt „3“

Strömungswinkel

$$\alpha_{2-3} = \frac{\alpha_2 + \alpha_3}{2} \quad \text{Gl. 61}$$

Hydraulischer Durchmesser

$$D_h = 2h_1 \cos \alpha_{2-3} \quad \text{Gl. 62}$$

Reynoldszahl

$$\text{Re} = \frac{\rho_2 V_2 D_h}{\mu} \quad \text{Gl. 63}$$

Länge

$$l_{2-3} = \frac{r_1 - r_3}{\cos \alpha_{2-3}} \quad \text{Gl. 64}$$

Verlustfaktor

$$f = 0,24 \quad \text{Re}_2 < 100 \quad \text{Gl. 65}$$

$$f = \frac{0,24}{\text{Re}_2} \quad 100 < \text{Re}_2 < 3000 \quad \text{Gl. 66}$$

$$f = 3,3368e^{-7} \text{Re}_2^{1,2596} \quad 3000 < \text{Re}_2 < 3700 \quad \text{Gl. 67}$$

$$f = 0,0014 + \frac{0,125}{\text{Re}_2^{0,32}} \quad 3700 < \text{Re}_2 \quad \text{Gl. 68}$$

Druckverlust

$$\Delta p' = \frac{4 f l_{2-3} p_2 V_2^2}{2 D_h g_c} \quad \text{Gl. 69}$$

Druck

$$p'_3 = p'_2 - \Delta p' \quad \text{Gl. 70}$$

Temperatur

$$T'_3 = T'_2 \quad \text{Gl. 71}$$

Radius

$$r_3 = r_2 \quad \text{Gl. 72}$$

Tangential Geschwindigkeit

$$V_{u,3} = \frac{r_2 / r_3}{V_{u,2}} \quad \text{Gl. 73}$$

Geschwindigkeit

$$V_3 = \frac{V_{u,3}}{\sin \alpha_3} \quad \text{Gl. 74}$$

Temperatur auf Grund der isentropen Zustandsänderung

$$T_3 = T'_3 - V_3^2 \left(\frac{\gamma - 1}{2\gamma R g_C} \right) \quad \text{Gl. 75}$$

Druck auf Grund der isentropen Zustandsänderung

$$p_3 = p'_3 \left(\frac{T_3}{T'_3} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad \text{Gl. 76}$$

Dichte

$$\rho_3 = \frac{p_3}{RT_3} \quad \text{Gl. 77}$$

Radial Geschwindigkeit

$$V_{r,3} = \frac{V_{r,2} \rho_2 A_2}{\rho_3 A_3} \quad \text{Gl. 78}$$

Einströmwinkel

$$\alpha_3 = \tan^{-1} \left(\frac{V_{u,3}}{V_{r,3}} \right) \quad \text{Gl. 79}$$

tangentiale Relativgeschwindigkeit

$$W_{u,3} = V_{u,3} - U_3 \quad \text{Gl. 80}$$

Radiale Relativgeschwindigkeit

$$W_{r,3} = V_{r,3} \quad \text{Gl. 81}$$

Gesamtrelativgeschwindigkeit

$$W_3 = \left(W_{u,3}^2 + W_{r,3}^2 \right)^{1/2} \quad \text{Gl. 82}$$

Strömungswinkel

$$\beta_3 = \sin^{-1} \left(\frac{W_{u,3}}{W_3} \right) \quad \text{Gl. 83}$$

maximale Relativgeschwindigkeit

$$W_{cr,3} = \left(\frac{2\gamma R g_c T''_3}{\gamma + 1} \right)^{1/2} \quad \text{Gl. 84}$$

maximale tangentielle Relativgeschwindigkeit

$$V_{u,3,opt} = U_3 \left(\frac{\left| 1 - \sqrt{\cos \alpha_{bl}} / (N_{bl})^{0,7} \right| \left[1 - \left[(r_{4,av} / r_3 - \varepsilon_{lim}) / (1 - \varepsilon_{lim}) \right]^3 \right]}{1 - \tan \alpha_{bl} / \tan \alpha_3} \right) \quad \text{Gl. 85}$$

Radius

$$r_{4,av} = \frac{r_{4,hub} + r_{4,tip}}{2} \quad \text{Gl. 86}$$

Hilfsgröße

$$\varepsilon_{lim} = \frac{1}{e^{(8,16 \cos \alpha_{bl} / N_{bl})}} \quad \text{Gl. 87}$$

Maximale Relativgeschwindigkeit

$$W_{u,3,opt} = V_{u,3,opt} - U_3 \quad \text{Gl. 88}$$

Relativwinkel

$$\beta_{3,opt} = \tan^{-1} \left(\frac{W_{u,3,opt}}{V_{r,3}} \right) \quad \text{Gl. 89}$$

Strömungswinkel

$$\alpha_{3,i} = \beta_3 - \beta_{3,opt} \quad \text{Gl. 90}$$

kinetische Verluste

$$L_i = \frac{W_3^2 (1 - \cos^n \alpha_{3,i})}{2g_c J} \quad \text{Gl. 91}$$

Gesamtrelativgeschwindigkeit

$$W_3^2 - W_{3,i}^2 = W_3^2 (1 - \cos^n \alpha_{3,i}) \quad \text{Gl. 92}$$

$$W_{3,i}^2 = \frac{2\gamma R g_c T''_3}{\gamma - 1} \left[1 - \left(\frac{p_3}{p''_{3,i}} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \right] \quad \text{Gl. 93}$$

Relativdruck

$$p''_{3,i} = \frac{p_3}{\left[1 - \frac{(\gamma-1)W_3^2 \cos^n \alpha_{3,i}}{2\gamma R g_c T''_3} \right]^{\gamma/(\gamma-1)}} \quad \text{Gl. 94}$$

Zustandsänderung im Punkt „3“

Temperatur

$$T''_4 = T''_3 + \frac{\gamma-1}{2\gamma R g_c} (U_4^2 - U_3^2) \quad \text{Gl. 95}$$

maximale Relativgeschwindigkeit

$$W_{cr,4} = W_{cr,3} \left(\frac{T''_4}{T''_3} \right)^{1/2} \quad \text{Gl. 96}$$

Druck

$$p''_{4,id} = p''_3 \left(\frac{T''_4}{T''_3} \right)^{\gamma/(\gamma-1)} \quad \text{Gl. 97}$$

kinetische Verluste

$$L_i = \frac{W_3^2 (1 - \cos^n \alpha_{3,i})}{2g_c J} \quad \text{Gl. 98}$$

Reibungsverluste

$$L_f = \frac{K(W_3^2 \cos^2 \alpha_{3,i} + W_4^2)}{2g_c J} \quad \text{Gl. 99}$$

Relativgeschwindigkeit

$$W_4^2 = \left[\frac{W_{4,id}^2 - W_3^2 (1 - \cos^n \alpha_{3,i}) - K W_3^2 \cos^2 \alpha_{3,i}}{1 + K} \right] \quad \text{Gl. 100}$$

verlustfreie Relativgeschwindigkeit

$$W_{4,id}^2 = \frac{W_{cr,4}^2 (\gamma + 1)}{\gamma - 1} \left[1 - \left(\frac{p_4}{p''_{4,id}} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \right] \quad \text{Gl. 101}$$

Temperatur auf Grund der isentropen Zustandsänderung

$$T_4 = T''_4 - \frac{\gamma - 1 W_4^2}{2 \gamma R g_c} \quad \text{Gl. 102}$$

Dichte

$$\rho_4 = \frac{p_4}{R T_4} \quad \text{Gl. 103}$$

Relativ Druck

$$p''_4 = p_4 \left(\frac{T''_4}{T_4} \right)^{\gamma/(\gamma-1)} \quad \text{Gl. 104}$$

Druck in Abhängigkeit des Radius

$$\frac{dp}{dr} = \frac{\rho_4 (k-1) \left[[V(k-1)_{u,4} + V(k)_{u,4}] / 2 \right]^2}{g_c r (k-1)_4} \quad \text{Gl. 105}$$

Druck des Sektors

$$p_4(k) = p_4(k-1) + \frac{dp}{dr} \Delta r \quad \text{Gl. 106}$$

relativ Winkel

$$\beta_4 = \cos^{-1} \left[\frac{(\rho W)_{4, mx}}{\rho_4 W_4 A_5 (1 - BL4)} \right] \quad \text{Gl. 107}$$

Massenstrom

$$w_4 = \rho_4 W_4 A_5 (1 - BL_4) \cos \beta_4 \quad \text{Gl. 108}$$

Tangentiale Relativgeschwindigkeit

$$W_{u,4} = W_4 \sin \beta_4 \quad \text{Gl. 109}$$

Relativgeschwindigkeit des Sektors

$$W_{x,4} = W_4 \cos \beta_4 \quad \text{Gl. 110}$$

Machzahl des Sektors

$$M_{x,4} = \left[\frac{\frac{2}{\gamma+1} \left(\frac{W}{W_{cr}} \right)_4^2}{1 - \frac{\gamma-1}{\gamma+1} \left(\frac{W}{W_{cr}} \right)_4^2} \right]^{\frac{1}{2}} \cos \beta_4 \quad \text{Gl. 111}$$

Tangentiale Absolutgeschwindigkeit

$$V_{u,4} = W_{u,4} + U_4 \quad \text{Gl. 112}$$

Absolutgeschwindigkeit im Sektor

$$V_{x,4} = W_{x,4} \quad \text{Gl. 113}$$

Absolutgeschwindigkeit

$$V_4 = (V_{u,4}^2 + V_{x,4}^2)^{1/2} \quad \text{Gl. 114}$$

Strömungswinkel

$$\alpha_4 = \tan^{-1} \left(\frac{V_{u,4}}{V_{x,4}} \right) \quad \text{Gl. 115}$$

Absoluttemperatur

$$T'_4 = T''_4 + \frac{\gamma-1(V_4^2 - W_4^2)}{2\gamma R g_c} \quad \text{Gl. 116}$$

Absolut Druck

$$p'_4 = \frac{p''_4}{\left(\frac{T''_4}{T'_4} \right)^{\gamma/(\gamma-1)}} \quad \text{Gl. 117}$$

Zustandsänderung im Punkt „3“

Temperatur

$$T'_5 = T'_4 \quad \text{Gl. 118}$$

tangential Geschwindigkeit

$$V_{u,5} = V_{u,4} \quad \text{Gl. 119}$$

Maximal Geschwindigkeit

$$V_{cr,5} = \frac{V_{u,5}}{V_{cr,5}} \quad \text{Gl. 120}$$

Geschwindigkeit

$$V_5 = \frac{V_{u,5}}{\sin \alpha_5} \quad \text{Gl. 121}$$

Verhält der Geschwindigkeit

$$\left(\frac{V}{V_{cr}} \right) = \frac{V_5}{V_{cr,5}} \quad \text{Gl. 122}$$

Temperatur

$$T_5 = T'_5 - \frac{(\gamma-1)V_5^2}{2\gamma R g_c} \quad \text{Gl. 123}$$

Druck

$$p'_5 = p_4 - \left(1 - \frac{V_5 \cos \alpha_5}{V_{x,4}} \right)^2 \left(\frac{0,5 \rho_4 V_4^2}{g_c} \right) \quad \text{Gl. 124}$$

Druck durch isentrope Zustandsänderung

$$p_5 = p'_5 \left[1 - \frac{\gamma - 1}{\gamma + 1} \left(\frac{V}{V_{cr}} \right)_5^2 \right]^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad \text{Gl. 125}$$

Dichte

$$\rho_5 = \frac{p_5}{RT_5} \quad \text{Gl. 126}$$

Geschwindigkeit im Sektor

$$V_{x,5} = \frac{V_{x,4} \rho_4 A_5 (1 - BL4)}{\rho_5 A_5} \quad \text{Gl. 127}$$

Strömungswinkel

$$\alpha_5 = \tan^{-1} \frac{V_{u,5}}{V_{x,5}} \quad \text{Gl. 128}$$

6.3 Konstruktive Berechnungen

Wanddickenberechnung:

$$s = \frac{D_a \cdot p}{20 \cdot \frac{K}{S} \cdot v + p} + c_1 + c_2^6 \quad \text{Gl. 129}$$

$$s = \frac{259 \text{ mm} \cdot 3 \text{ bar}}{20 \cdot \frac{120 \text{ N/mm}^2}{1,5} \cdot 1 + 3 \text{ bar}} + 0 + 0 = 0,5 \text{ mm}$$

Flanschberechnung:

$$W = \frac{F_{SB} \cdot S}{K_g} \cdot a \quad \text{Gl. 130}$$

$$a = \frac{d_t - d_i - s_1}{2} \quad \text{Gl. 131}$$

$$a = \frac{(279 - 218,5 - 1,5) \text{ mm}}{2} = \underline{29,5 \text{ mm}}$$

$$W = \frac{F_{SB} \cdot S}{K_g} \cdot a = \frac{27462 \text{ N} \cdot 1,5}{128 \text{ N/mm}^2} \cdot 29,5 \text{ mm} = \underline{9494 \text{ mm}^3}$$

$$h_F = \sqrt{\frac{1,42 \cdot W - Z}{b}} \quad \text{Gl. 132}$$

$$h_F = \sqrt{\frac{1,42 \cdot 9494 \text{ mm}^3 - 495 \text{ mm}^3}{73,7 \text{ mm}}} = \underline{\underline{13 \text{ mm}}}$$

⁶ Berechnung der erforderlichen Wanddicke „s“ nach AD-Merkblatt B1

Schraubenberechnung

$$F_{SB} = F_{RB} + F_{FB} + F_{DB} \quad \text{Gl. 133}$$

$$\Rightarrow F_{SB} = (14590 + 3400 + 9472)N = \underline{\underline{7136N}}$$

$$F_{RB} = \frac{p \cdot \pi \cdot d_i^2}{40} \quad \text{Gl. 134}$$

$$F_{RB} = \frac{4bar \cdot \pi \cdot (81,5mm)^2}{40} = \underline{\underline{1936N}}$$

$$F_{FB} = \frac{p \cdot \pi \cdot (d_D^2 - d_i^2)}{40} \quad \text{Gl. 135}$$

$$F_{FB} = \frac{4bar \cdot \pi \cdot (104^2 - 81,5^2)mm^2}{40} = \underline{\underline{1311N}}$$

$$F_{DB} = \frac{p}{10} \cdot \pi \cdot d_D \cdot S_D \cdot k_1 \quad \text{Gl. 136}$$

$$F_{DB} = \frac{4bar}{10} \cdot \pi \cdot 104mm \cdot 1,2 \cdot 24,8mm = \underline{\underline{3889N}}$$

$$\text{mit: } b_D = \frac{d_t - d_L - d_i}{2} = \frac{140mm - 13,5mm - 81,5mm}{2} = \underline{\underline{22,5mm}}$$

$$\Rightarrow k_1 = 1,1 \cdot b_D = 1,3 \cdot 22,5mm = \underline{\underline{24,8mm}}$$

6.4 Berechnung der interne Wärmeverluste

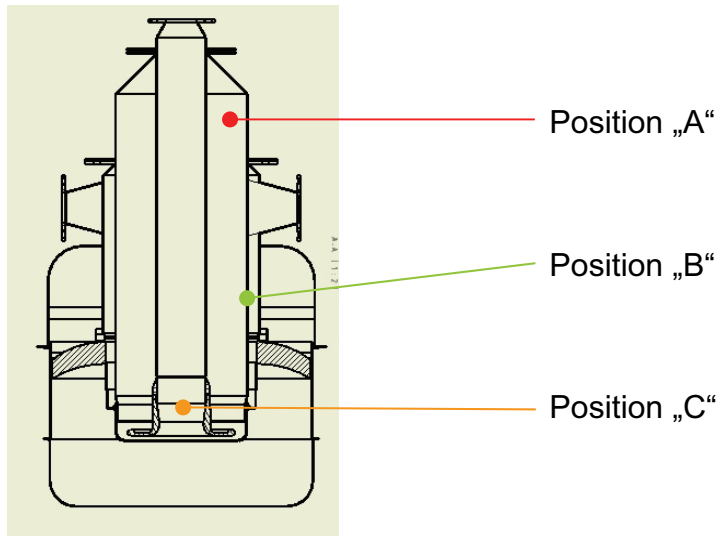


Abbildung 6-1: Berechnungsgrundlage

Wärmestrom von „A“ nach „C“:

Q	1287,28	W
k	4,77E+01	W/m ² K
A	0,139	m ²
δ	2,00E-03	m
λ	15	W/mK
α_i	217,34	W/m ² K
α_a	61,69	W/m ² K
ϑ_{in}	795,77	°C
ϑ_{aus}	601,80	°C

Wärmestrom von „A“ nach „B“

Q	1730,41	W
k	3,32E+01	W/m ² K
A	0,177968	m ²
δ	2,00E-03	m
λ	15	W/mK
α_i	70,64	W/m ² K
α_a	63,03	W/m ² K
ϑ_{in}	795,77	°C
ϑ_{aus}	502,57	°C